

10211500000114-Cover.pdf  
10211500000114-Cover\_id.pdf  
10211500000114-Cover\_en.pdf  
10211500000114-Approval\_Sheet.pdf  
10211500000114-Abstract\_id.pdf  
10211500000114-Abstract \_en.pdf  
10211500000114-Preface.pdf  
10211500000114-Tables\_of\_Content.pdf  
10211500000114-Illustration.pdf  
10211500000114-Tables.pdf  
10211500000114-Chapter1.pdf  
10211500000114-Chapter2.pdf  
10211500000114-Chapter3.pdf  
10211500000114-Chapter4.pdf  
10211500000114-Conclusion.pdf  
10211500000114-Biblioghraphy.pdf  
10211500000114-Enclosure.pdf  
10211500000114-Biography.pdf



TUGAS AKHIR - TM 145502

# **PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN *BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

**KEVIN DRISTIAN DANI**  
**NRP. 102115 00000 114**

**Dosen Pembimbing**  
**Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**  
**NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2018**



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN  
*BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA INSTITUT  
TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

**KEVIN DRISTIAN DANI  
NRP. 102115 00000 114**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**DESIGN OF *INTAKE* AND *BACKWASH* PUMP  
INSTALLATION FOR CLEAN WATER AT DORMITORY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA**

**KEVIN DRISTIAN DANI  
NRP. 102115 00000 114**

**Consellor Lecture  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRY ENGINEERING  
Vocational Faculty  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018**



**PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN  
*BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
SURABAYA

Oleh :

**KEVIN DRISTIAN DANI**

NRP. 102115 00000 114

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT  
NIP 19620216 199512 1 001

**SURABAYA  
JULI 2018**



**PERENCANAAN INSTALASI POMPA INTAKE DAN  
BACKWASH UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA**

**Nama Mahasiswa** : Kevin Dristian Dani  
**NRP** : 10211500000114  
**Jurusan** : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

**Abstrak**

*Air bersih merupakan kebutuhan utama karena hampir semua aktivitas menggunakan air bersih untuk menunjang kehidupan. Mahasiswa yang tinggal di asrama juga membutuhkan air bersih untuk keperluan mereka seperti mencuci baju, mandi dan lain sebagainya. Dengan menggunakan pompa Intake dan Backwash air sungai disekitar asrama dapat dimanfaatkan untuk dialirkan menjadi air bersih.*

*Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk instalasi pompa Intake dan pompa Backwash. Perhitungan head, kapasitas, daya pompa dan efisiensi dilakukan secara analitis dan numerik menggunakan software pipe flow experts.*

*Pada analisis dan perhitungan ini, didapatkan kapasitas untuk pompa Intake dengan kapasitas maksimal 13 L/sec dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 13,397 m serta didapatkan daya pompa sebesar 3,7 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa sentrifugal single stage , merk Ebara dengan type 100 x 80 FS 4 HA 5. Lalu kapasitas untuk pompa Backwash dengan kapasitas maksimal 2 L/sec dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 8,55 m serta didapatkan daya pompa sebesar 0,55 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa sentrifugal single stage , merk Ebara dengan type 32 – 200 / 0,55.*

**Kata kunci** : pompa Intake, pompa Backwash, kapasitas, head, daya.

**DESIGN OF INTAKE AND BACKWASH PUMP  
INSTALLATION FOR CLEAN WATER AT DORMITORY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA**

**Student's Name** : Kevin Dristian Dani  
**Student's Number** : 10211500000114  
**Department** : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS  
**Academic Advisor** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

**Abstract**

*Clean water is the main need because almost all activities use clean water to support life. Colleger who live in dormitory also need clean water for their needs such as washing clothes, bathing, etc. By using Intake and Backwash pumps, river water around the dormitory can be used to flow into clean water.*

*In this Final Project, we've got the results of instalation's recalculation and pump selection which are the most suitable for Intake and Backwash pump instalation. Head, capacity, power and efficiency calculation are manually calculated by the author and numerically calculated by Pipe Flow Experts software.*

*In this analysis and calculation, we've got the capacity for Intake pump with operation capacity 13 L / sec, with the head of the effective installation ( $H_{eff}$ ) is 13,397 m and 3,7 kW of pump power. So from the results of these calculations can be selected single stage centrifugal pump, brand Ebara with type 100 x 80 FS 4 HA 5. Then the capacity for Backwash pump with operation capacity of 2 L / sec, with the head of the effective installation ( $H_{eff}$ ) is 8,55 m and 0,55 kW of pump power. So from the results of these calculations can be selected single stage centrifugal pump, brand Ebara with type 32 - 200 / 0,55.*

**Keywords** : Intake pump, Backwash pump, capacity, head, power.

## KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Panyayang, penulis panjatkan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasullullah Muhammad SAW. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN *BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Ir Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. **Bapak Dr. Hendro Nurhadi Dipl-Ing, Ph.D.** selaku dosen wali selama saya kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.
5. **Bapak Benny dan Ibu Endang** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.

6. **Farobi, Alfi, Dharma, dan Alda** selaku kelompok praktikum pompa penulis, yang telah memberikan bantuan dan masukan agar terselesaikannya Tugas Akhir ini.
7. **Shabir, Meindra, Wim, Angga, Shafwan, Fikri, Syifa** selaku teman-teman kominfo yang telah membantu dan memberi semangat pada penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini.
8. **Mutiara, Firly, Tata, Tomi, Dea, Ufal dan Maretika** yang telah memberi dukungan serta doa kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
9. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 serta teman - teman Pemandu ANDALAS, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
10. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga semua doa, semangat dan bantuan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Saya sebagai makhluk Allah SWT, manusia biasa. Saya menyadari bahwasannya penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu , saya mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

**Penulis**

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN JUDUL .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
ABSTRAK INDONESIA .....	iv
ABSTRAK INGGRIS .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiv

### **BAB I PENDAHULUAN ..... 1**

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penulisan .....	3
1.5 Manfaat Penulisan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

### **BAB II DASAR TEORI ..... 5**

2.1 Tinjauan Umum Pompa.....	5
2.1.1 <i>Intake Pump</i> .....	5
2.1.1 <i>Backwash Pump</i> .....	5
2.2 Klasifikasi Pompa .....	6
2.2.1 Positive Displacement .....	6
2.2.2 Non Positive Displacement .....	8
2.3 Pompa Sentrifugal .....	9
2.4 Komponen Pompa Sentrifugal.....	9
2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal .....	11
2.6 Jenis Aliran Fluida.....	13
2.6.1 Aliran Viscous.....	14
2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	14
2.6.3 Aliran Internal .....	15
2.6.4 Aliran <i>Incompressible</i> .....	16

2.7 Persamaan Kontinuitas .....	17
2.8 Hukum Termodinamika.....	18
2.9 Tinggi – Tekan ( <i>Head</i> ) .....	19
2.10 Persamaan Bernoulli.....	21
2.11 <i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa.....	23
2.11.1 <i>Head</i> Statis .....	24
2.11.2 <i>Head</i> Dinamis.....	27
2.12 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH) .....	32
2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH <sub>A</sub> ).....	32
2.12.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH <sub>R</sub> ).....	32
2.13 Kurva Karakteristik Pompa .....	33
2.13.1 Karakteristik Utama .....	33
2.13.2 Karakteristik Kerja .....	34
2.13.3 Karakteristik Universal.....	34
2.13.4 Titik Operasi Pompa.....	35
2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Head dan Kapasitas .....	36
2.15 Daya Penggerak.....	37
2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP) .....	37
2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller .....	38
2.15.3 Daya Poros (P <sub>shaft</sub> ).....	38
2.15.4 Nominal Penggerak Mula.....	39
2.16 Sistem Perpipaan .....	40
2.16.1 Material Pipa .....	41
2.16.2 Kode dan Standar Pipa .....	42
2.17 Software <i>Pipe Flow Expert</i> .....	42
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>	<b>45</b>
3.1 Data-Data .....	45
3.1.1 Data Pompa .....	45
3.1.1.1 Pompa <i>Intake</i> .....	45
3.1.1.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	45
3.1.2 Data Fluida .....	46
3.1.3 Data Pipa .....	46
3.1.3.1 Pipa Pompa <i>Intake</i> .....	46
3.1.3.2 Pipa Pompa <i>Backwash</i> .....	47

3.1.4 Data Perencanaan Pompa <i>Intake</i> dan <i>Backwash</i> .....	48
3.2 Studi Literatur.....	49
3.3 Pengambilan Data.....	49
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida .....	49
3.5 Perhitungan.....	50
3.6 Pemilihan Pompa.....	50
3.7 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	50
3.7.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis.....	50
3.7.2 Diagram Alir Pemrograman Perhitungan Numerik .....	53
3.7.3 Langkah Langkah Pembuatan Instalasi Pada <i>PFE</i> .....	54
<b>BAB IV PERHITUNGAN .....</b>	<b>59</b>
4.1 Pengertian Umum.....	59
4.2 Kebutuhan Fluida Air ( $H_2O$ ) .....	59
4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Air Bersih.....	59
4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa <i>Intake</i> .....	59
4.3.1.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction .....	59
4.3.1.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge .....	61
4.3.1.3 Perhitungan <i>Head Statis</i> .....	63
4.3.1.4 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i> .....	64
4.3.1.5 Perhitungan <i>Head Loss Minor</i> .....	69
4.3.1.6 Perhitungan <i>Head Loss Total</i> .....	71
4.3.1.7 Perhitungan <i>Head Dinamis</i> .....	71
4.3.1.8 Perhitungan <i>Head Efektif Instalasi</i> .....	72
4.3.2 Perhitungan Head Efektif Pompa <i>Backwash</i> .....	72
4.3.2.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction .....	72
4.3.2.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge .....	74
4.3.2.3 Perhitungan <i>Head Statis</i> .....	76
4.3.2.4 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i> .....	77
4.3.2.5 Perhitungan <i>Head Loss Minor</i> .....	81
4.3.2.6 Perhitungan <i>Head Loss Total</i> .....	83
4.3.2.7 Perhitungan <i>Head Dinamis</i> .....	84
4.3.2.8 Perhitungan <i>Head Efektif Instalasi</i> .....	84
4.3.3 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP) .....	85
4.3.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	85



4.3.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	85
4.3.4 Perhitungan Daya Poros .....	86
4.3.4.1 Pompa <i>Intake</i> .....	86
4.3.4.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	87
4.3.5 Daya Nominal Penggerak Mula .....	89
4.3.5.1 Pompa <i>Intake</i> .....	90
4.3.5.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	90
4.4 Pemilihan Pompa.....	91
4.4.1 Putaran Spesifik Pompa ( $n_s$ ) .....	91
4.4.1.1 Pompa <i>Intake</i> .....	91
4.4.1.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	92
4.4.2 Pemilihan Jenis Pompa.....	93
4.4.2.1 Pompa <i>Intake</i> .....	93
4.4.2.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	94
4.4.3 Pemilihan Pompa pada Brosur .....	95
4.4.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	95
4.4.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	96
4.4.4 Net Positive Suction Head Available ( $NPSH_A$ ).....	96
4.4.4.1 Pompa <i>Intake</i> .....	97
4.4.4.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	99
4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software <i>PFE</i> 100	
4.5.1 Langkah permodelan dan simulasi dengan <i>software</i> .....	100
4.5.2 Perhitungan Secara Permodelan Numerik.....	101
4.5.2.1 Pompa <i>Intake</i> .....	101
4.5.2.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	103
4.5.3 Perbandingan Head ( $H_{eff}$ ) dengan Head ( $H_{eff PFE}$ ).....	104
4.5.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	104
4.5.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	105
<b>BAB V KESIMPULAN.....</b>	<b>107</b>
5.1 Kesimpulan.....	107
5.2 Saran .....	108

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**  
**BIODATA PENULIS**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi pompa .....	6
Gambar 2.2 Klasifikasi pompa <i>positive displacement</i> .....	7
Gambar 2.3 Klasifikasi pompa <i>non positive displacement</i> .....	8
Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal .....	10
Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal .....	12
Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida .....	13
Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa .....	15
Gambar 2.8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur .....	18
Gambar 2.9 Metode mengukur <i>head</i> .....	20
Gambar 2.10 Kontrol volume dan koordinat untuk analisis aliran energy yang melewati elbow 90 <sup>0</sup> .....	21
Gambar 2.11 <i>Head</i> efektif instalasi .....	24
Gambar 2.12 Instalasi <i>suction lift</i> .....	26
Gambar 2.13 Instalasi <i>suction head</i> .....	27
Gambar 2.14 <i>Moody Diagram</i> .....	30
Gambar 2.15 Karakteristik utama .....	33
Gambar 2.16 Karakteristik kerja .....	34
Gambar 2.17 Karakteristik universal .....	35
Gambar 2.18 Titik operasi pompa .....	36
Gambar 2.19 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa..	37
Gambar 2.20 Putaran spesifik dan bentuk <i>impeller</i> .....	38
Gambar 2.21 Efisiensi standar pompa .....	39
Gambar 2.22 Penampang pipa software <i>pipe flow expert</i> .....	43
Gambar 3.1 Skema pompa <i>Intake</i> dan <i>Backwash</i> pipeline .....	48
Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan manual .....	52
Gambar 3.3 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i> .....	53
Gambar 3.4 Mengubah Unit satuan pada <i>pipe flow expert</i> .....	54
Gambar 3.5 Mengubah material pipa pada <i>pipe flow expert</i> ...	54
Gambar 3.6 Mengubah diameter NPS pada <i>pipe flow expert</i> ..	55
Gambar 3.7 Mengubah fluida dan temperatur pada <i>pipe flow expert</i> .....	55
Gambar 3.8 Pembuatan gambar instalasi sesuai kondisi .....	56
Gambar 3.9 Mengubah <i>fitting</i> pada <i>pipe flow expert</i> .....	56

Gambar 3.10 Mengubah kondisi batas reservoir pada <i>pipe flow expert</i> .....	57
Gambar 3.11 Menambahkan pompa pada <i>pipe flow expert</i> .....	57
Gambar 3.12 Perhitungan pada <i>pipe flow expert</i> .....	58
Gambar 3.13 Hasil perhitungsn pada <i>pipe flow expert</i> .....	58
Gambar 4.1 Skema <i>suction lift</i> pompa.....	63
Gambar 4.2 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i> ....	66
Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i> ..	68
Gambar 4.4 Skema <i>suction lift</i> pompa.....	76
Gambar 4.5 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i> ....	79
Gambar 4.6 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i> ..	81
Gambar 4.7 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi....	87
Gambar 4.8 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi....	88
Gambar 4.9 Putaran spesifik <i>impeller</i> .....	92
Gambar 4.10 Putaran spesifik <i>impeller</i> .....	93
Gambar 4.11 Grafik pemilihan pompa.....	93
Gambar 4.12 Grafik pemilihan pompa.....	94
Gambar 4.13 Performance chart 4-pole ebara end suction volute pump.....	95
Gambar 4.14 Performance chart 4-pole ebara colse coupled pump.....	96
Gambar 4. 15 Performance curve ebara end suction volute pump.....	97
Gambar 4. 16 Performance curve ebara colse coupled pump..	99
Gambar 4.17 Instalasi pompa <i>Intake</i> dengan menggunakan software <i>pipe flow expert</i> .....	101
Gambar 4.18 Instalasi pompa <i>Intake</i> setelah di <i>calculate</i> .....	102
Gambar 4.19 Hasil setelah di <i>calculate</i> .....	102
Gambar 4.20 Instalasi pompa <i>Backwash</i> dengan menggunakan software <i>pipe flow expert</i> .....	103
Gambar 4.21 Instalasi pompa <i>Backwash</i> setelah di <i>calculate</i> ..	103
Gambar 4.22 Hasil setelah di <i>calculate</i> .....	104

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i> .....	31
Tabel 2.2 Faktor cadangan.....	40
Tabel 2.3 Efisiensi transmisi.....	40
Tabel 3.1 <i>Fitting</i> dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan..	46
Tabel 3.2 <i>Fitting</i> dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan..	47
Tabel 3.3 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	50
Tabel 4.1 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	60
Tabel 4.2 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	62
Tabel 4.3 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>suction</i> .....	69
Tabel 4.4 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>discharge</i> ...	70
Tabel 4.5 Perhitungan <i>head loss total</i> .....	71
Tabel 4.6 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	73
Tabel 4.7 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	74
Tabel 4.8 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>suction</i> .....	82
Tabel 4.9 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>discharge</i> ...	83
Tabel 4.10 Perhitungan <i>head loss total</i> .....	83
Tabel 4.11 Faktor cadangan.....	89
Tabel 4.12 Efisiensi transmisi.....	90

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Air bersih merupakan salah satu kebutuhan yang utama bagi semua manusia. Karena hampir segala aktivitas masyarakat manapun memerlukan air bersih. Manusia membutuhkan air bersih untuk menjamin kelangsungan hidupnya, baik pemenuhan kebutuhan air minum, pemenuhan MCK (Mandi, Cuci, Kakus), pemenuhan kebutuhan industri, dan pemenuhan kebutuhan lainnya. Salah satu tempat yang menjadi sumber air adalah sungai. Namun sekarang ini tingkat pencemarannya air sungai sangat tinggi. Jangankan dikonsumsi, untuk kebutuhan sehari-hari saja rasanya tidak layak dan tentunya akan sangat membahayakan bagi kesehatan. Bahaya yang bisa terjadi apabila mengkonsumsi air sungai yang tercemar yaitu diare, gondok, gatal-gatal, gagal ginjal bahkan sampai kanker yang bisa menyebabkan kematian.

Pompa adalah jenis mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain menggunakan pipa. dengan caramenambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung kontinyu. Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian hisap (suction) dan bagian tekan (discharge). Perbedaan tekanan tersebut dihasilkan dari sebuah mekanisme putaran roda impeler yang membuat keadaan sisi hisap nyaris vakum. Perbedaan tekanan inilah yang mengisap cairan sehingga dapat berpindah dari suatu reservoir ke tempat lain.

Asrama mahasiswa suatu bangunan tempat tinggal bagi mahasiswa selama menuntut ilmu yang biasa berlokasi di dekat instansi tertentu yang sesuai dengan target penghuni yang dimaksud, dengan tujuan dapat meningkatkan prestasi akademik dan belajar untuk berinteraksi sosial sebagai usaha pengembangan kepribadian mahasiswa (Gata, 2012). Banyak dari perguruan tinggi yang menyediakan fasilitas asrama mahasiswa ini. Salah satunya Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Dengan menetapnya

mahasiswa di asrama kampus mereka pun membutuhkan air bersih layaknya masyarakat biasa yang digunakan untuk keperluan sehari-hari.

Oleh karena itu, instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* sengaja dirancang untuk mengembalikan fungsi sungai yang mampu menyediakan air bersih. Cara kerja pompa *Intake* dan *Backwash* ini yaitu melalui proses penjernihan air kotor dapat diubah menjadi air bersih untuk kebutuhan sehari-hari. Sehingga mahasiswa asrama bisa mengolahnya tanpa takut lagi akan bahaya air kotor.

## 1.2 Rumusan Masalah

Pada instalasi pompa *Intake* di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya digunakan dua buah pompa sentrifugal *Single Stage*, namun hanya satu pompa saja yang dioperasikan dan pompa satunya tidak dioperasikan (*stand by*) untuk pompa *Backwash* selalu dioperasikan tetapi hanya dengan membuka salah satu *valve* yang menuju *discharge reservoir tank*. Pada instalasi perpipaan pompa sentrifugal, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Kecepatan aliran baik di sisi *suction* maupun *discharge* harus sesuai dengan *range* yang ada. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini penulis ingin mempelajari Perencanaan Instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* pada Produksi Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Hal ini terkait dengan bagaimana *head efektif* instalasi, kapasitas, daya serta pemilihan pompa yang digunakan.

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada Perencanaan Instalasi *Intake & Backwash pump* pada Asrama ITS.
2. Fluida kerja dalam proses adalah Air dengan suhu konstan 30°C.

3. Kapasitas yang dihasilkan *Intake pump* adalah 13 L/Sec.
4. Kapasitas yang dihasilkan *Backwash pump* adalah 2 L/Sec.
5. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
6. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.
7. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

#### **1.4 Tujuan Penulisan**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- a. Menghitung pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan.
- b. Menghitung head efektif instalasi pompa.
- c. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
- d. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan numeric dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

#### **1.5 Manfaat Penulisan**

Dengan dilakukannya pemilihan pompa *Intake* dan *Backwash* ini diharapkan :

- a. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa pompa *Intake* dan pompa *Backwash* pada Produksi Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- b. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tugas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
- c. Menambah pembendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

#### **1.6 Sistematika Penulisan**

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

#### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan,

tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

## BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa dan pengenalan *Software Pipe Flow Expert*.

## BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum, perhitungan manual serta perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

## BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

## BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

## LAMPIRAN



## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Tinjauan Umum Pompa**

Pompa merupakan salah satu peralatan yang digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat lain yang mempunyai tekanan atau perbedaan peletakan posisi tertentu, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksud-maksud tertentu dalam suatu proses.

Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang digunakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

##### **2.1.1 *Intake Pump***

Pompa *Intake* adalah centrifugal pump single stage, yaitu terdiri dari satu impeller dan satu casing.

Pada pompa *Intake* ini mengalirkan fluida air sungai dengan temperature 30°C dari Sungai menuju *Discharge reservoir tank*.

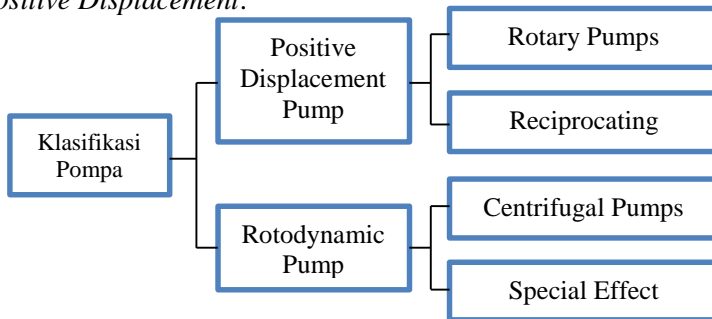
##### **2.1.2 *Backwash Pump***

Pompa *Backwash* adalah centrifugal pump single stage, yaitu terdiri dari satu impeller dan satu casing.

Pada pompa *Backwash* ini mensirkulasikan fluida air bersih dengan temperature 30°C dari *Suction reservoir tank* menuju *Discharge reservoir tank*.

## 2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



**Gambar 2.1** Klasifikasi Pompa Berdasarkan Cara Mentransfer Fluida Igor J. Karassik, 1960.

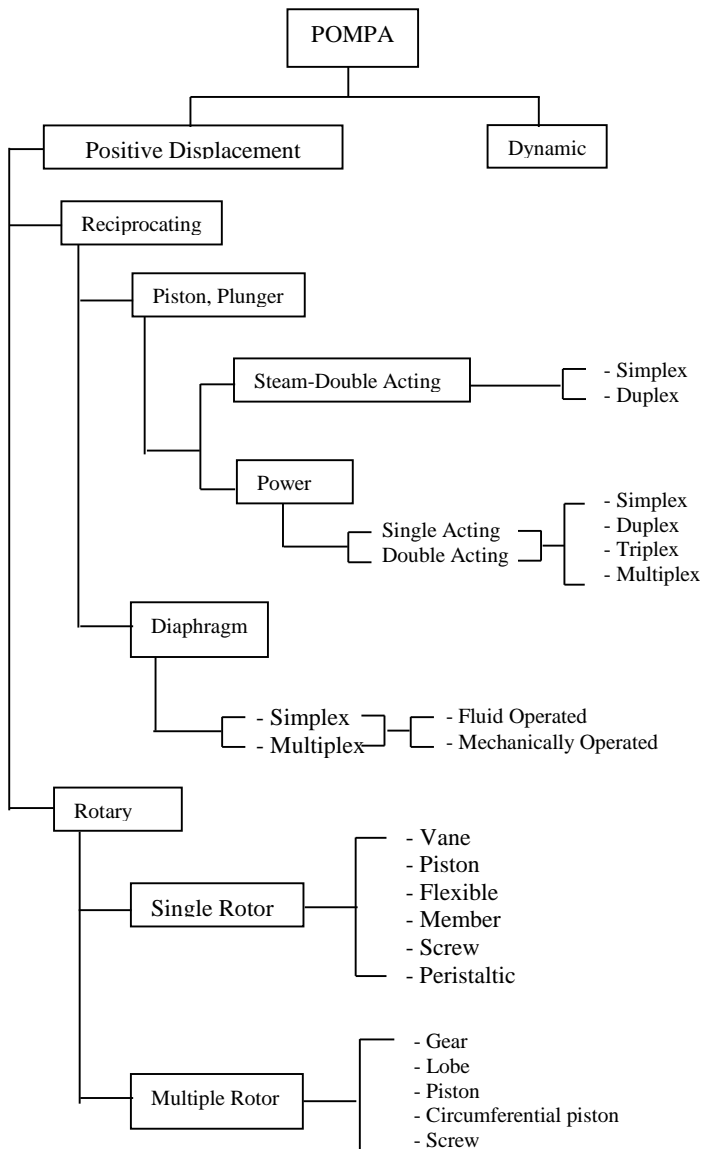
### 2.2.1 *Positive Displacement Pump*

*Positive displacement pump* adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa positive displacement adalah sebagai berikut :

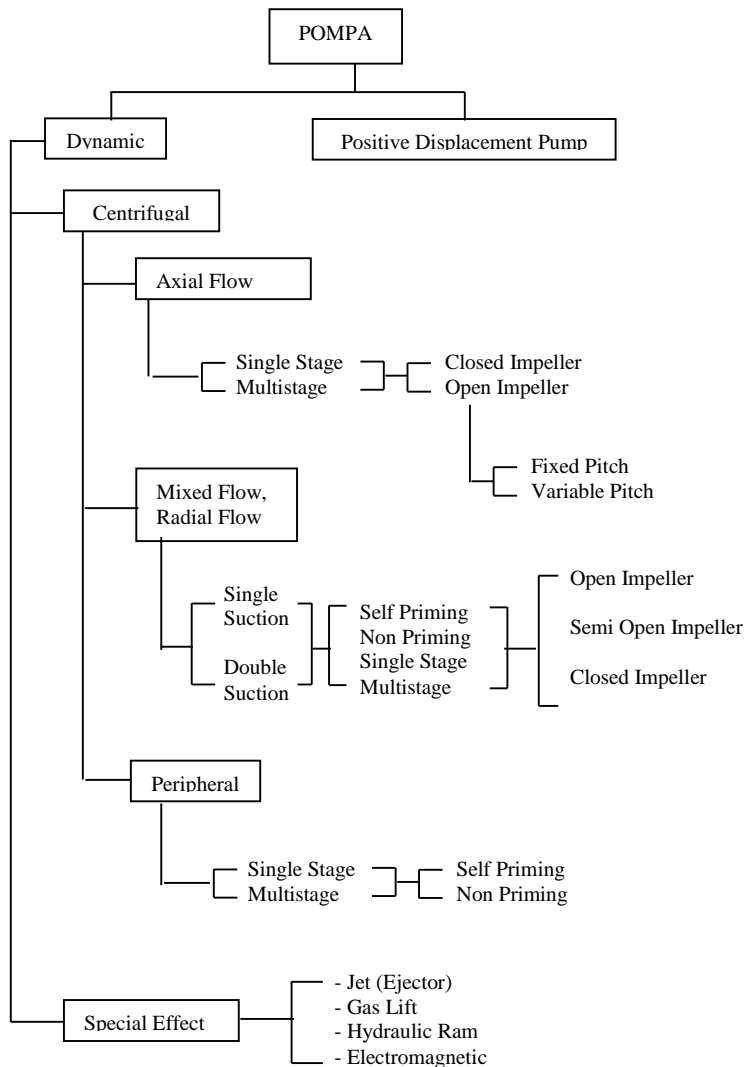
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* dan pompa *rotary*. Berikut ini adalah klasifikasi dari tiap pompa.



**Gambar 2.2** Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*  
Igor J. Karassik, 1960.

2.2.2 *Non Positive Displacement*



**Gambar 2.3** Klasifikasi Pompa *Non Positive Displacement*  
Igor J. Karassik, 1960.

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* sebagai berikut :

1. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
2. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut.

### 2.3 Pompa Sentrifugal

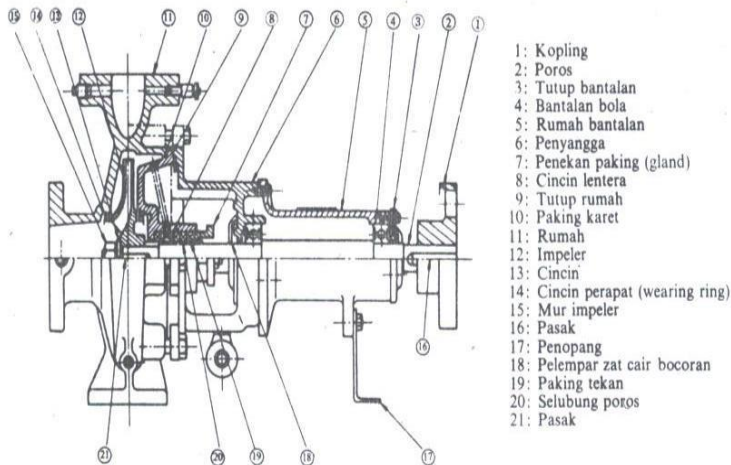
Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran *impeller*, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

### 2.4 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



**Gambar 2.4** Bagian Pompa Sentrifugal  
 Sularso Tahara Haruo, 2006.

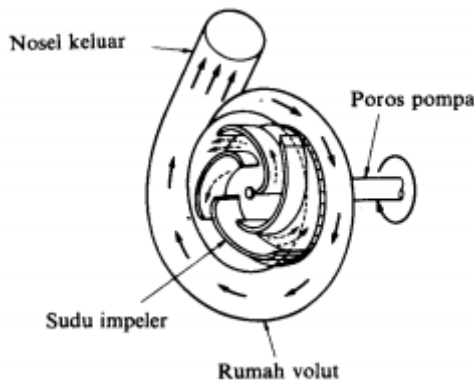
Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- *Stuffing Box*, berfungsi untuk menerima kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*.
- *Packing*, digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.
- *Shaft*, berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan *impeller* dan bagian-bagian berputar lainnya.

- *Shaft Sleeve*, berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*.
- *Vane*, sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*.
- *Casing wearing ring*, berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.
- *Discharge Nozzle*, berfungsi untuk mengeluarkan cairan dari *impeller*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

## 2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.5, *impeller* digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar *impeller* yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam *impeller* akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati *impeller* dari pompa sentrifugal :



**Gambar 2.5** Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

Keuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa Reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau Lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Centrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.

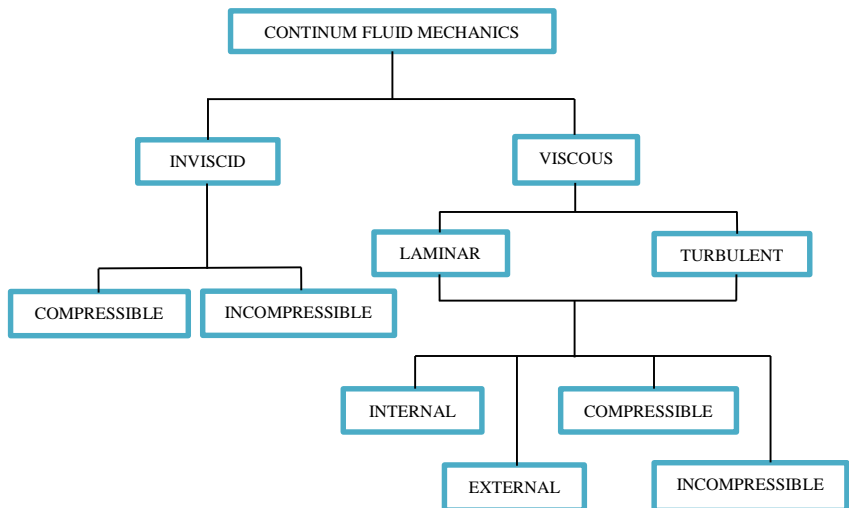


2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. memerlukan priming untuk menggerakkannya.

## 2.6 Jenis Aliran *Fluida*

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



**Gambar 2.6** Klasifikasi jenis fluida  
Fox and McDonald's, 2010.

### 2.6.1 Aliran Viscous

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ( $\mu > 0$ ). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

### 2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

$Re$  = bilangan *Reynold*

$\bar{V}$  = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

$D$  = diameter dalam pipa (m)

$\nu$  = *viskositas kinematik* zat cair (m<sup>2</sup>/s)

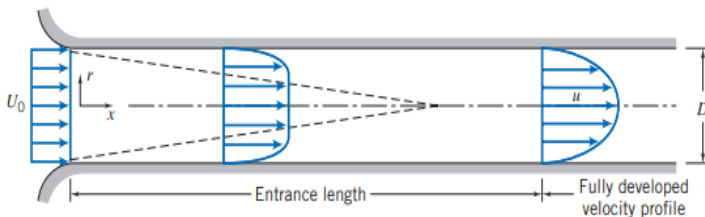
Bila :  $Re \leq 2300$ , aliran bersifat *laminar*  
 $2300 \leq Re \leq 4000$ , aliran bersifat *transisi*  
 $Re \geq 4000$ , aliran bersifat *turbulen*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

### 2.6.3 Aliran Internal

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



**Gambar 2.7** Profil kecepatan aliran memasuki pipa  
 Fox and McDonald's, 2010.

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan  $U_0$ . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah

berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

$\bar{V}$  ini tentunya harus bernilai sama dengan  $U_0$ . Jadi, nilai  $\bar{V} = U_0$  = konstan. Panjang *entrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$  adalah kecepatan rata-rata.

- Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa  $Re < 2300$ , maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Ref: Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu  $\pm 25$  sampai 40 kali diameter pipa.

## 2.6.4 Aliran *Incompressible*

Aliran Inkompresibel adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada *density*/ massa jenis (P), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak berpengaruh secara signifikan contoh adalah fluida cair ( $\rho_1 = \rho_2$ )

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)

$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

$\bar{v}$  = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi local

Untuk *mach number* < 0.3 adalah aliran *Incompressible*. Sedangkan untuk mach number > 0,3 adalah aliran *compressible*.

## 2.7 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Sehingga persamaan kontinyuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah *Incompressible*
- Aliran fluida kerjanya adalah *steady state*

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t}} \int_{CV} \cancel{\rho} \cdot d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Menjadi,

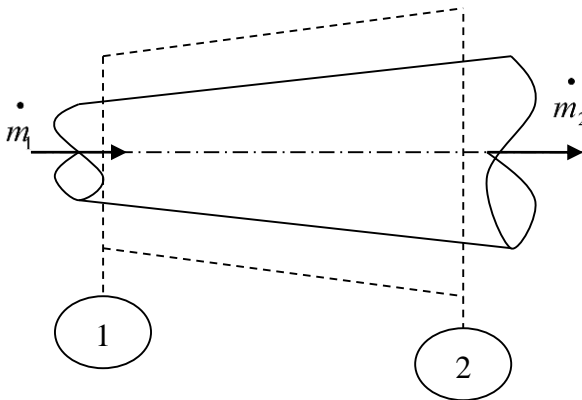
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegrasikan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

**Atau**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



**Gambar 2.8** Persamaan kontinuitas dengan volume atur

Dimana :

$\rho$  = density (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$A$  = Luas penampang (m<sup>2</sup>)

## 2.8 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[ \frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \quad (2.3)$$

Dari persamaan 2.3 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Dimana:

$\dot{W}_{shaft}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

$\dot{W}_{normal}$  = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

$\dot{W}_{shear}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

$\dot{W}_{other}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

## 2.9 Tinggi - Tekan (*Head*)

*Head* / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

a. *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

b. *Head* Kecepatan / Kinetik

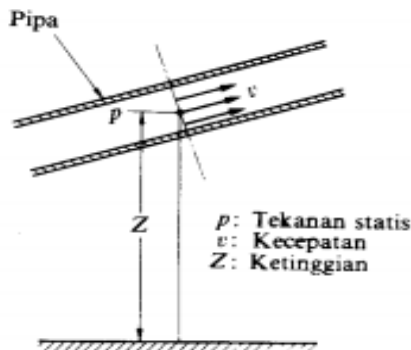
Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan

dengan persamaan  $\frac{\overline{V}^2}{2.g}$ .

c. *Head* Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan  $\frac{P}{\gamma}$ .

Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :

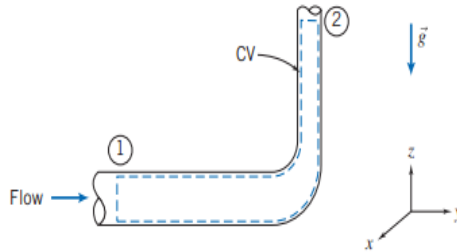


**Gambar 2.9** Metode Mengukur *Head*



## 2.10 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



**Gambar 2.10** Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90°

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1.  $\dot{W}_s = 0$  ,  $\dot{W}_{other} = 0$
2.  $\dot{W}_{shear} = 0$  ( meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol )
3. *Steady Flow* ( $\forall = 0$ )
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi di atas, maka persamaan 2.6 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left( \int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right) \quad (2.7)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik ( $\alpha$ ).

Maka persamaan 2.7 Menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{W}{\dot{m} \cdot g} = \left( \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.8)$$

Dimana :

$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m}$  = kerugian energi dalam karena energi panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran ( $H_{\text{loss}}$ ).

Bila persamaan 2.8 dikalikan dengan  $\frac{1}{g}$  maka persamaan menjadi :

$$\left( \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.9)$$

Dengan asumsi aliran *turbulence* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 1$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$Head = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.10)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$Head = \left( \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.11)$$

Dimana :

$P_1$  = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

$P_2$  = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\bar{V}_1$  = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

$\bar{V}_2$  = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$  = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left( \frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

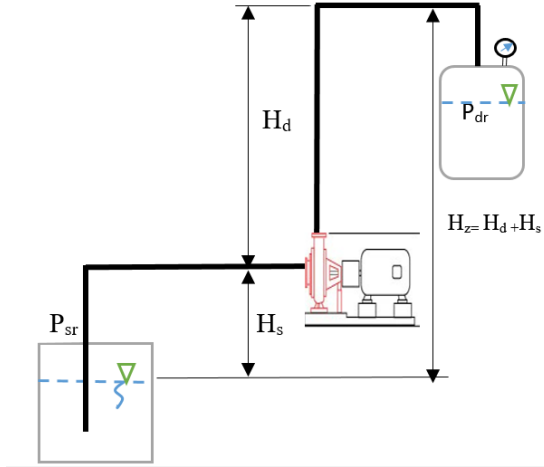
Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

## 2.11 Head Effektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$

$$H_{eff} = \left( \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left( \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.12)$$



**Gambar 2.11** Head efektif instalasi

### 2.11.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.13)$$

Dimana :

$H_{st}$  = Head Statis total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$

$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

**1. Head tekanan (*Pressure Head*)**

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.14)$$

Dimana :

$H_p$  = *Head statis* total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$

**2. Head ketinggian (*Elevation Head*)**

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.15)$$

Dimana :

$H_z$  = *Head elevasi* (m)

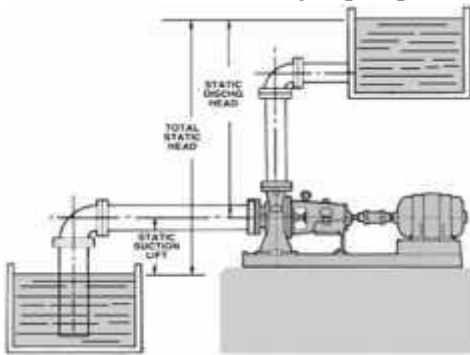
$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

**a. Suction Lift**

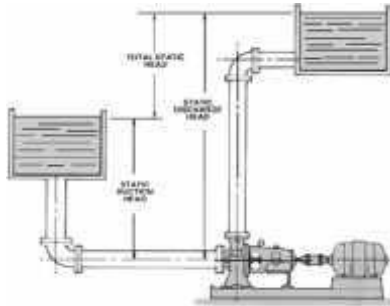
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.12 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai  $(H_d - H_s)$  bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



**Gambar 2.12** Instalasi *suction lift*  
Hicks, Pump Application Engineering, 1971.

**b. Suction Head**

*Suction head* adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.13 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai  $(H_d - H_s)$  bernilai negatif (-) , karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



**Gambar 2.13** Instalasi *Suction Head*  
Hicks, Pump Application Engineering, 1971.

### 2.11.2 Head Dinamis

*Head* dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.16)$$

Dimana :

$\sum H_{din}$  = *Head* dinamis (m)

$\sum H_{LT}$  = kerugian tinggi tekan (m)

$\bar{V}_d$  = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran *suction* (m/s)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

➤ Head dinamis terdiri dari :

1) ***Velocity Head***

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam

*discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.17)$$

Dimana :

$\bar{V}_d$  = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran *suction* (m/s)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

## 2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

*Head Loss Total* (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.18)$$

$$\sum H_{LT} = \left( f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left( K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

### 2.a) ***Head Loss Mayor***

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :



### Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.19)$$

Dimana :

$H_l$  = kerugian *head* karena gesekan (m)

$f$  = faktor gesekan

$D$  = diameter pipa (m)

$\bar{V}$  = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

$g$  = gravitasi bumi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius :} \quad f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.21)$$

untuk  $3000 \leq Re \leq 100000$

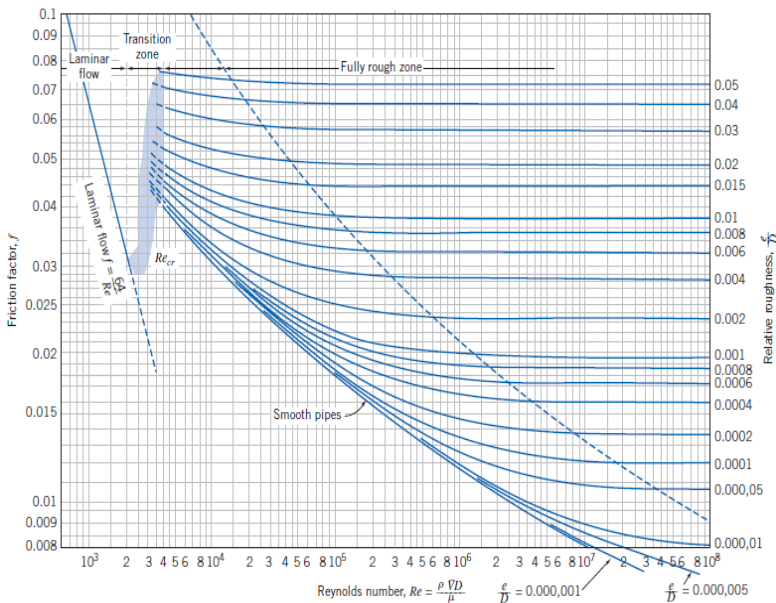
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

**Colebrook-White:**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.22)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga  $f$  dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* ( $f$ ), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* ( $Re$ ) dan  $e/d$  terhadap *friction factor* ( $f$ ).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.



**Gambar 2.14** Moody Diagram  
Fox and McDonald's, 2010.

## 2.b) *Head Loss Minor*

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :



## 2.12 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari head suction terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

### 2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{l_s}$$

dimana :

NPSH<sub>A</sub> = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$  = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction  
reservoar (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$  = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature  
pemompaan (m kolom minyak)

$h_s$  = Head hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_{l_s}$  = Head loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

### 2.12.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH<sub>R</sub>)

NPSH<sub>R</sub> adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH<sub>R</sub> ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

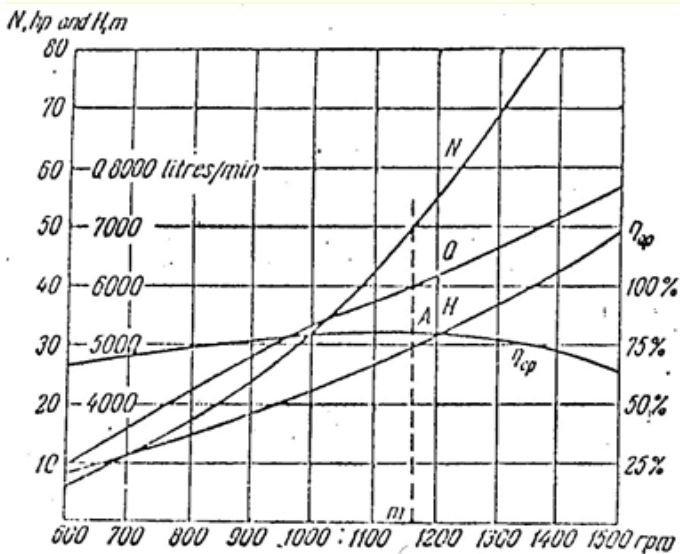
$$NPSH_A > NPSH_R$$

## 2.13 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* ( $H$ ), kapasitas( $Q$ ), daya pompa dan efisiensi ( $\eta$ ). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

### 2.13.1 Karakteristik Utama

Merupakan kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

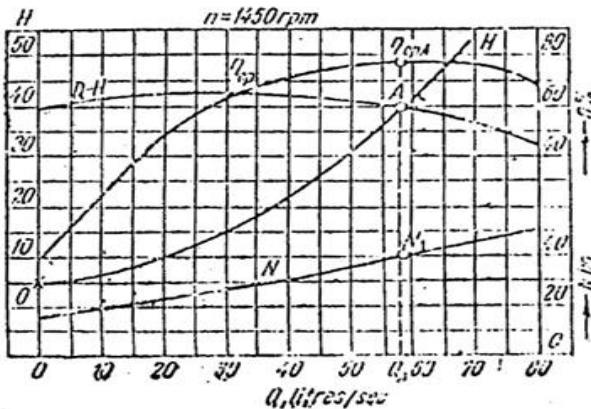


Gambar 2.15 Karakteristik Utama

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

### 2.13.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas ( $Q$ ) fungsi *head*.

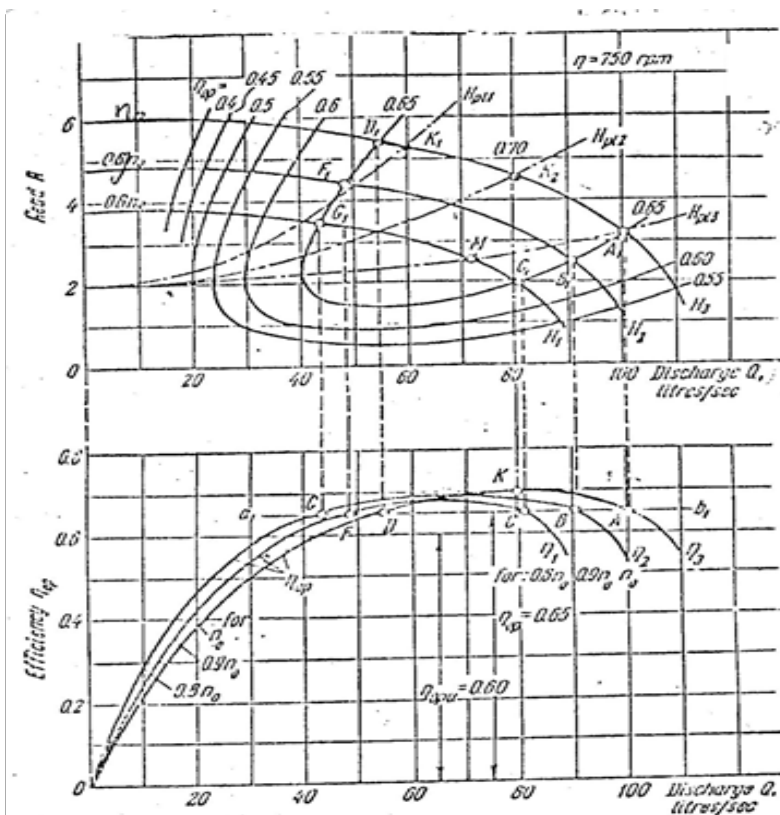


**Gambar 2.16** Karakteristik Kerja

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

### 2.13.3 Karakteristik *Universal*

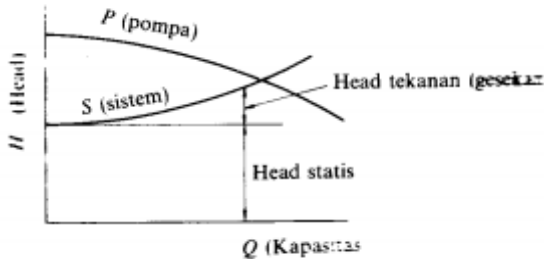
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



**Gambar 2.17** Karakteristik Universal  
Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

#### 2.13.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada *head* tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.18 .



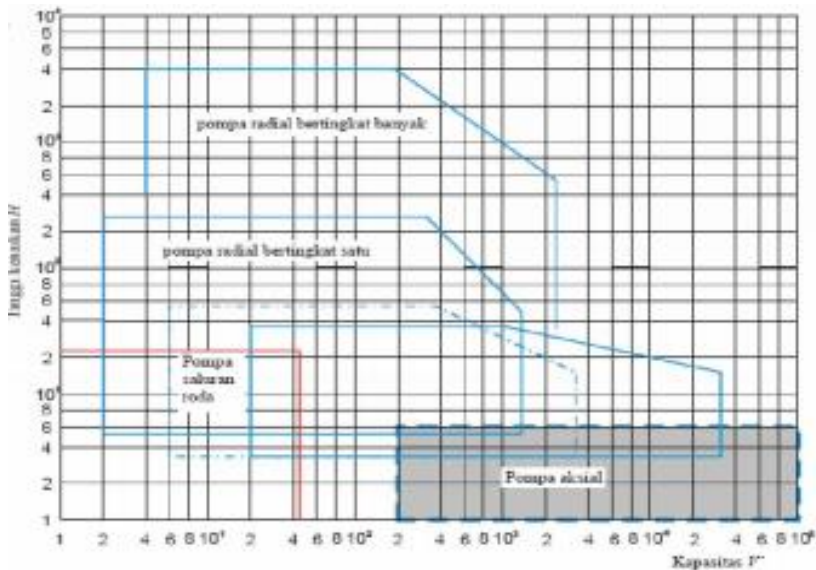
**Gambar 2.18** Titik operasi pompa  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

#### **2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas**

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :





**Gambar 2.19** Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa  
Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, 1993, hal. 282.

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* ( *Best Efficiency Point* ).

## 2.15 Daya Penggerak

### 2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

$\gamma$  = Berat spesifik fluida (N/m<sup>3</sup>)

$Q_{act}$  = Kapasitas Aktual Pompa (m<sup>3</sup>/s)

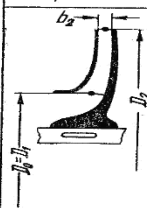
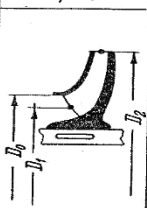


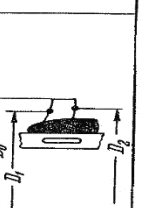
H = Head pompa (m)

### 2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (Ref. Khetagurov, *Marine Auxiliary Machinery and System*)

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluid}}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.20 Putaran spesifik dan bentuk impeller

### 2.15.3 Daya Poros ( $P_{shaft}$ )

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

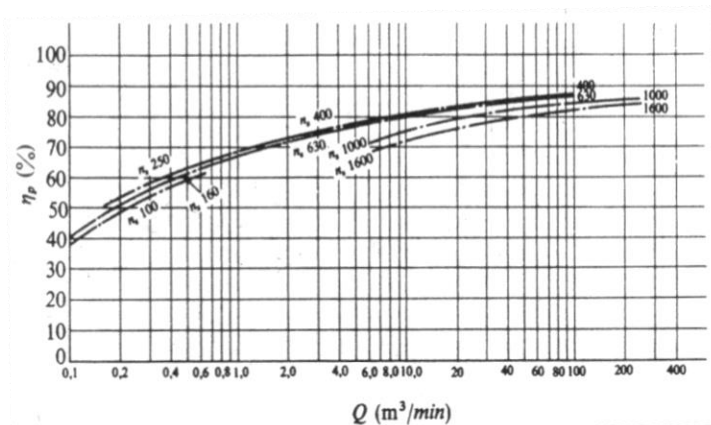
Dimana :

$P_{shaft}$  = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

$\eta_p$  = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) diberikan dalam gambar di bawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



**Gambar 2.21** Efisiensi Standar Pompa  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

#### 2.15.4 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

$\alpha$  : Faktor Cadangan (KW)

$\eta_t$  : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

**Tabel 2.2** Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	$\alpha$
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

**Tabel 2.3** Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		$\eta_t$
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

## 2.16 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

### **2.16.1 Material Pipa**

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut :

#### **a. Stainless Steel Pipe**

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

#### **b. Cast Iron Pipe**

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

#### **c. Carbon Steel Pipe**

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

#### **d. Alloy Steel Pipe**

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

#### **e. HDPE (High Density Polyethylene)**

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan

tensil dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (80°C).

### **2.16.2 Kode dan Standar Pipa**

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

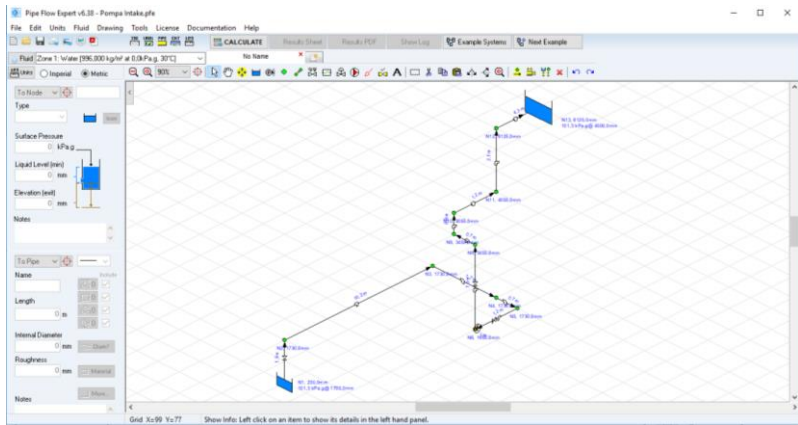
- ANSI (American National Standard Institution)
- API (American Petroleum Institution)
- ASME (American Society of Mechanical Engineering)
- ASTM (American Society for Testing and Material) JIS (Japanesse Industrial Standard)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

### **2.17 *Software Pipe Flow Expert***

*Pipe Flow Expert* merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.22 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



**Gambar 2.22** Penampang pipa software pipe flow expert

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*



## **BAB III METODOLOGI**

Adapun data tugas akhir ini di laksanakan pada asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* yang digunakan untuk menyalurkan air 30°C dari reservoir menuju ke tangki discharge resevoir maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

### **3.1 Data-Data**

Setelah dilakukan studi literatur untuk kebutuhan air asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya mengenai instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash*. Proses pengambilan data pada instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data yang didapat sebagai berikut

#### **3.1.1 Data Pompa**

##### **3.1.1.1 Pompa *Intake***

Merk	: <i>Ebara End Suction Volute Pump</i>
Model	: FSA
Type	: 100 × 80 FS 4 HA 5
Jenis Pompa	: <i>Centrifugal Pump</i>
Kapasitas	: 0,78 m <sup>3</sup> /min
Daya Motor	: 3,7 kW

##### **3.1.1.2 Pompa *Backwash***

Merk	: <i>Ebara Close Coupled</i>
Model	: 3D series 4
Type	: 32 – 200 / 0,55R
Jenis Pompa	: <i>Centrifugal Pump</i>
Kapasitas	: 0,12 m <sup>3</sup> /min
Daya Motor	: 0,55 kW

### 3.1.2 Data Fluida

Fluida kerja`	: Air
Temperatur kerja	: 30°
Density ( $\rho$ )	: 995,7 kg/m <sup>3</sup>
Viscositas Kinematic ( $\nu$ )	: $0,801 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s
Viscositas absolut ( $\mu$ )	: $7,975 \times 10^{-4}$ Ns/m <sup>2</sup>
Vapor pressure( $P_v$ )	: 4242,825 Pa

### 3.1.3 Data Pipa

#### 3.1.3.1 Pipa Pompa Intake

Diameter pipa pada kondisi perencanaan:

- Diameter pipa *suction* : 4 inch
- Diameter pipa *discharge* : 3 inch

Panjang pipa pada kondisi perencanaan:

- Panjang pipa *suction* : 15,20 m
- Panjang pipa *discharge* : 7,02 m
- Bahan pipa : HDPE SDR 11 NPS 4

*Inch* pada *suction* dan 3 *Inch* pada *discharge*

Adapun fitting pada instalasi pompa *Intake* dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.1:

**Tabel 3.1** *Fitting* dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Foot Valve and Strainer</i>	4"	7,1	1
<i>Gate Valve</i>	4"	0,14	1
<i>Trough Tee</i>	4"	0,34	1
<i>Elbow 90°</i>	4"	0,51	3
<i>Flexible Joint</i>	4"	1,5	1
<i>Check Valve</i>	3"	1	1
<i>Gate Valve</i>	3"	0,14	1
<i>Elbow 90°</i>	3"	0,53	5
<i>Branch Tee</i>	3"	1,08	1
<i>Flexible Joint</i>	3"	1,5	1

### 3.1.3.2 Pipa Pompa *Backwash*

Diameter pipa pada kondisi perencanaan:

- Diameter pipa *suction* : 2 inch
- Diameter pipa *discharge* : 1,25 inch

Panjang pipa pada kondisi perencanaan:

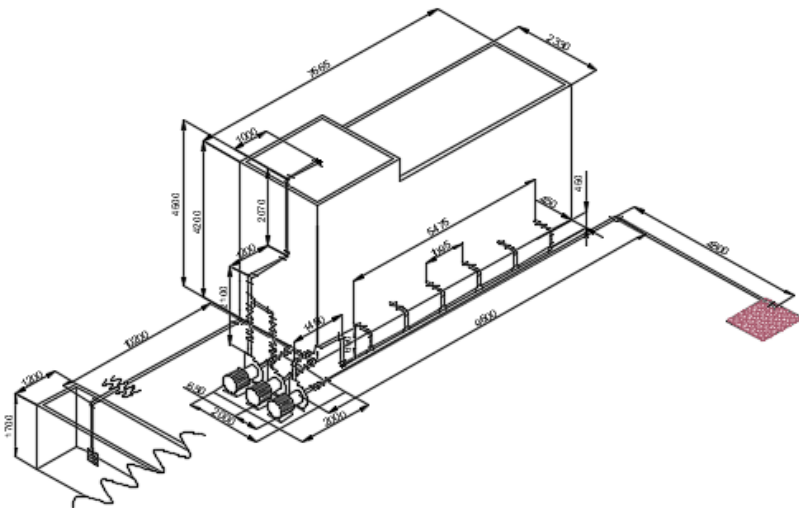
- Panjang pipa *suction* : 16,10 m
- Panjang pipa *discharge* : 9,33 m
- Bahan pipa : *HDPE SDR 11 NPS 2 Inch* pada *suction* dan *1,25 Inch* pada *discharge*

Adapun fitting pada instalasi pompa *Backwash* dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.2:

**Tabel 3.2** *Fitting* dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Foot Valve and Strainer</i>	2"	8	1
<i>Gate Valve</i>	2"	0,15	1
<i>Elbow 90°</i>	2"	0,57	2
<i>Flexible Joint</i>	2"	1,5	1
<i>Check Valve</i>	1,25"	1,2	1
<i>Gate Valve</i>	1,25"	0,18	1
<i>Elbow 90°</i>	1,25"	0,66	5
<i>Through Tee</i>	1,25"	0,44	5
<i>Flexible Joint</i>	1,25"	1,5	1

### 3.1.4 Data Perencanaan Pompa *Intake* dan Pompa *Backwash Pipeline*



**Gambar 3.1** Skema *Pompa Intake dan Pompa Backwash Pipeline*

Keterangan:

(Pompa *Intake*)

Panjang pipa *suction* : 15,20 m

Diameter pipa *suction* : 4 inch

Panjang pipa *Discharge* : 7,02 m

Diameter pipa *Discharge* : 3 inch

Tekanan outlet *suction reservoir* : 1 atm

Tekanan Inlet *Discharge Reservoir* : 1 atm

(Pompa *Backwash*)

Panjang pipa *suction* : 16,10 m

Diameter pipa *suction* : 2 inch

Panjang pipa *Discharge* : 9,33 m

Diameter pipa *Discharge* : 1,25 inch

Tekanan outlet *suction reservoir* : 1 atm

Tekanan Inlet *Discharge Reservoir* : 1 atm

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

### **3.2 Studi Literatur**

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Instalasi Pompa Intake dan Pompa Backwash Untuk Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya”.
- b. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

### **3.3 Pengambilan Data**

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

- a. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

- b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

### **3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida**

Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air dengan temperature 30°C ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

**Tabel 3.3** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*  
(Sumber: *System Manual Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.*)

<i>Pump Type</i>	<i>Application</i>	<i>Range</i>	
		<i>Low (m/sec)</i>	<i>High (m/sec)</i>
<i>Centrifugal Pump</i>	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Lines	0,9	1,8

Untuk jenis fluida kerja air dengan temperature 30°C. Jadi, kecepatan aliran yang diijinkan untuk *discharge* maupun *suction* pompa seperti yang tertera pada tabel.

### 3.5 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas ( $Q$ ), kecepatan aliran ( $V$ ) pada masing-masing instalasi pipa, head instalasi pompa (*Headloss mayor* ( $H_l$ ) dan *Headloss minor* ( $H_{lm}$ ), *Net Positive Suction Head Available* ( $NPSH_A$ ), putaran spesifik pompa ( $n_s$ ) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan secara manual dan dengan *software Pipe Flow Expert*.

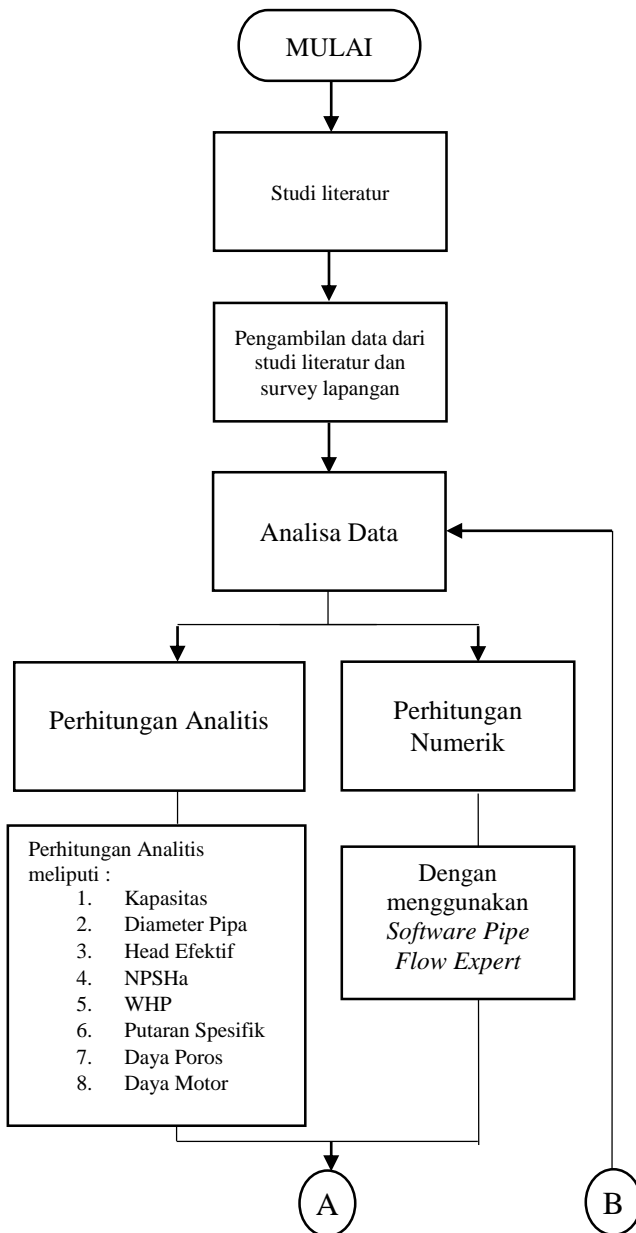
### 3.6 Pemilihan Pompa

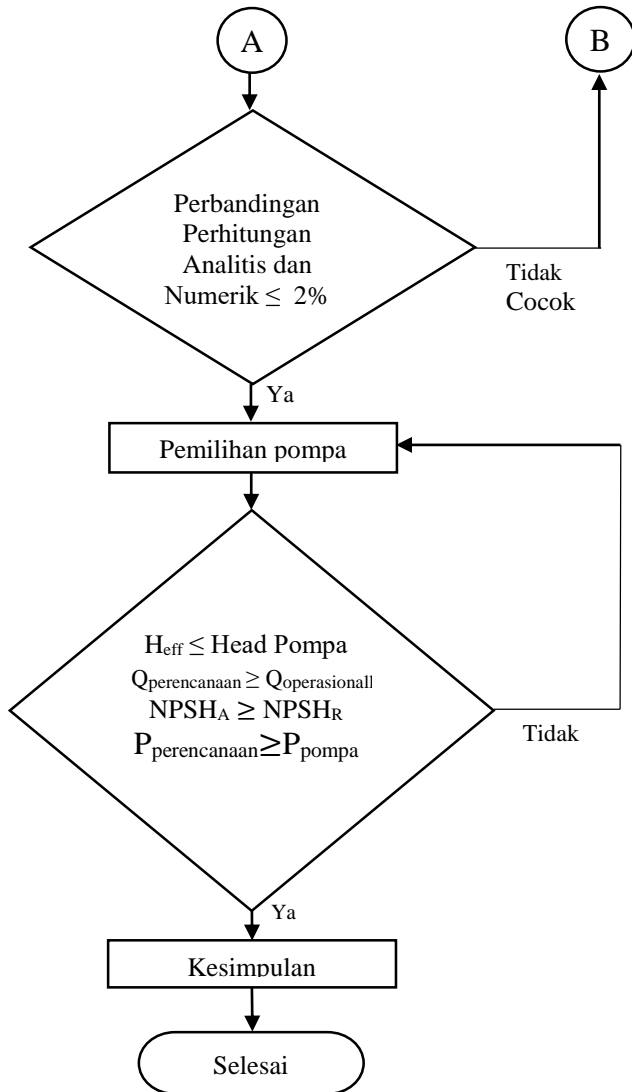
Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas ( $Q$ ), kecepatan aliran ( $V$ ), *head* efektif instalasi ( $H_{eff}$ ), daya pompa dan efisiensi ( $\eta$ ).

### 3.7 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

#### 3.7.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



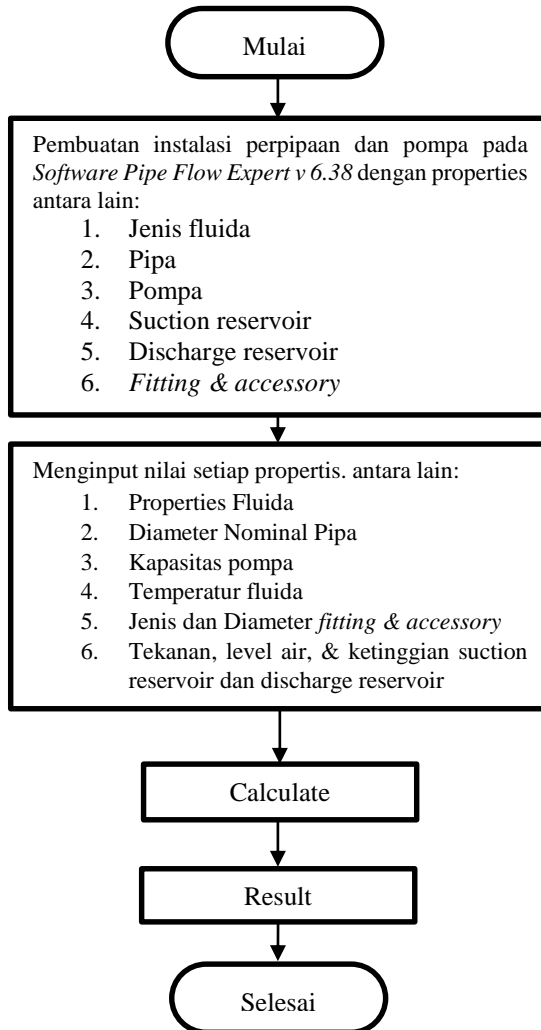


**Gambar 3.2** Diagram Alir Perhitungan Manual



### 3.7.2. Diagram Alir Perhitungan Numerik

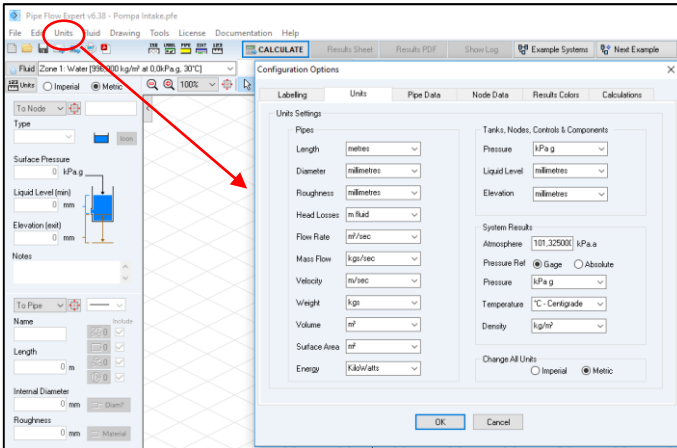
Adapun langkah-langkah perhitungan numeric dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



**Gambar 3.3** Diagram Alir Pemrograman *Pipe Flow Expert*

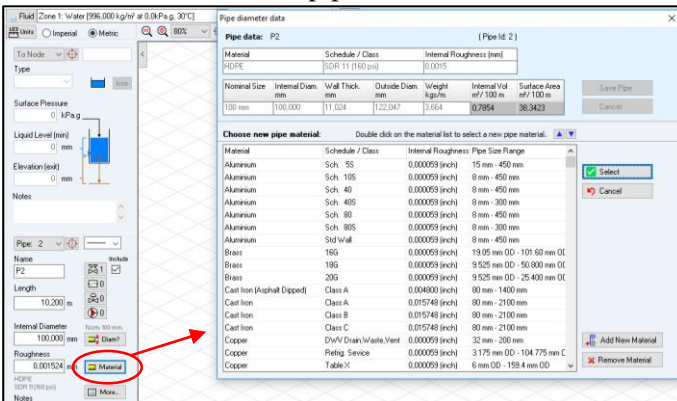
### 3.7.3 Langkah- langkah Pembuatan Instalasi pada *Software Pipe Flow Expert*

- Membuka jendela aplikasi *Pipe Flow Expert*
- Menentukan unit satuan yang akan digunakan dalam proses perhitungan



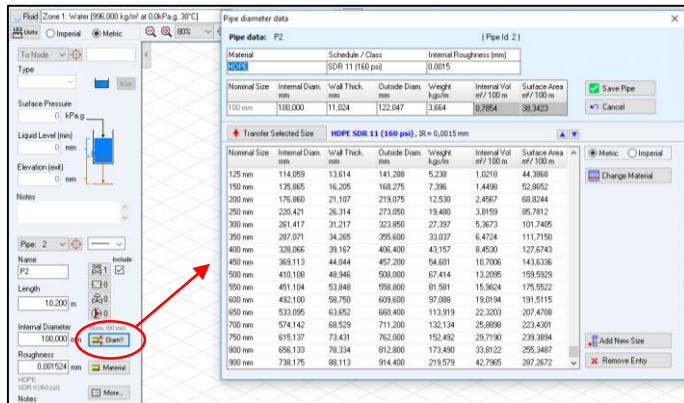
**Gambar 3.4** Mengubah Unit Satuan pada *Pipe Flow Expert*

- Pemilihan material pipa



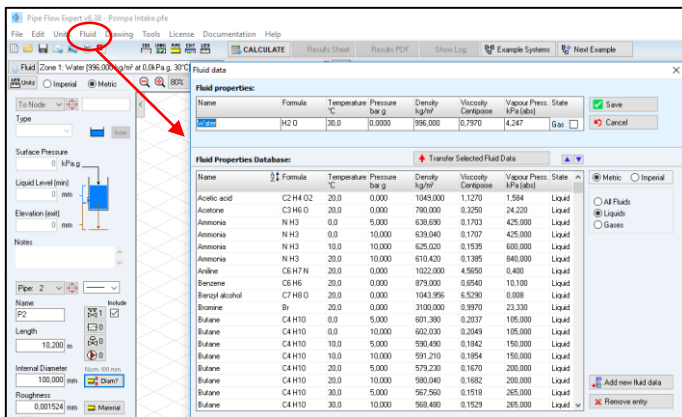
**Gambar 3.5** Mengubah Material Pipa pada *Pipe Flow Expert*

#### d. Pemilihan diameter NPS



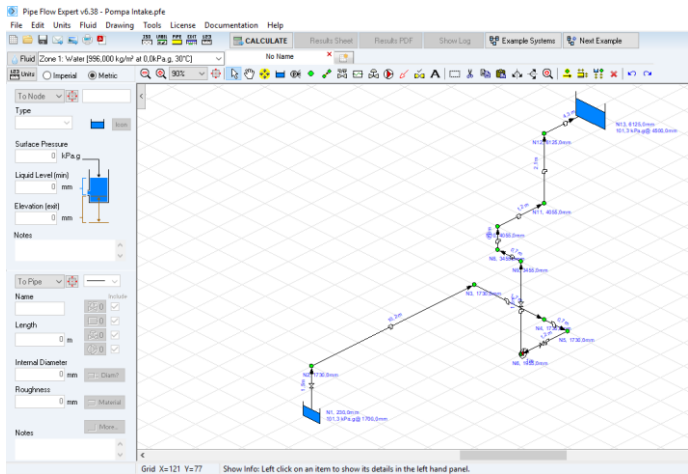
**Gambar 3.6** Mengubah Diameter NPS pada *Pipe Flow Expert*

#### e. Pemilihan fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah “fluid”



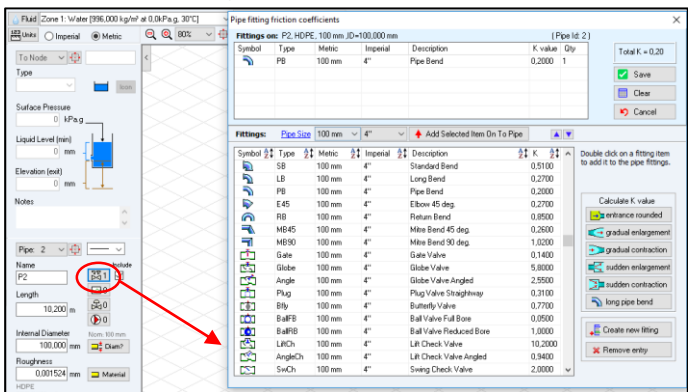
**Gambar 3.7** Mengubah Fluida dan Temperatur pada *Pipe Flow Expert*

f. Membuat gambar instalasi perpipaan sesuai kondisi



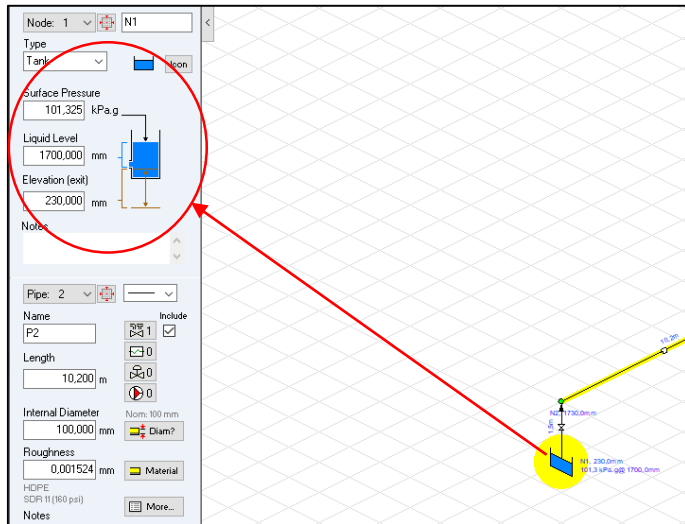
Gambar 3.8 Pembuatan gambar instalasi sesuai kondisi

g. Penambahan *Fitting*



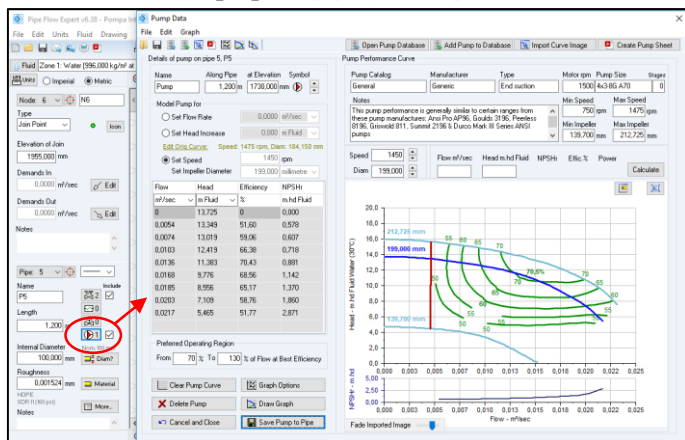
Gambar 3.9 Mengubah *Fitting* pada *Pipe Flow Expert*

## h. Pengaturan kondisi batas reservoir pada *Pipe Flow Expert*



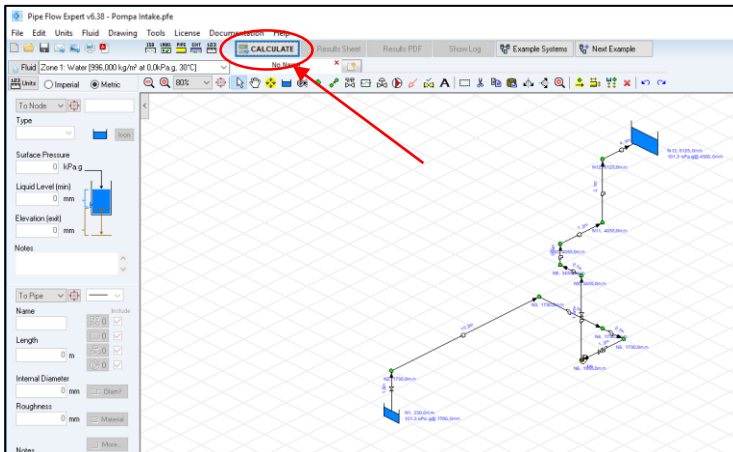
**Gambar 3.10** Mengubah Kondisi Batas Reservoir pada *Pipe Flow Expert*

## i. Penambahan Pompa pada *pipe flow expert*



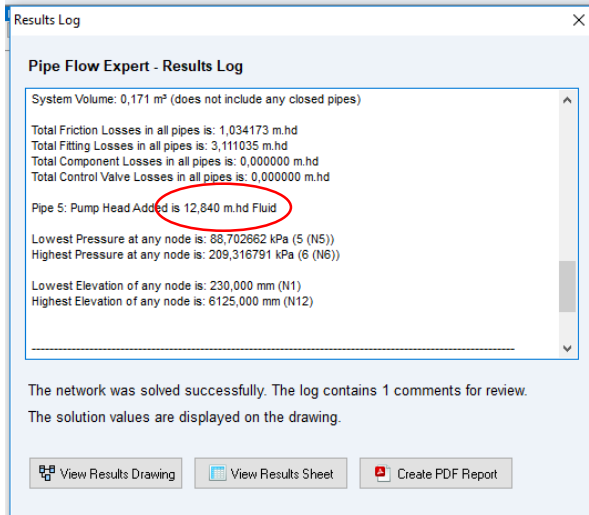
**Gambar 3.11** Menambahkan Pompa pada *Pipe Flow Expert*

## j. Perhitungan Pipe Flow



**Gambar 3.12** Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

## k. Hasil perhitungan



**Gambar 3.13** Hasil Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

## **BAB IV PERHITUNGAN**

Pada bab berikut ini akan dijelaskan perhitungan dan perencanaan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* untuk kebutuhan air bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

### **4.1 Pengertian Umum**

Sistem perpipaan pada instalasi pompa *Intake* ini berfungsi untuk memompakan fluida air dengan temperatur 30°C dari sungai menuju ke *discharge reservoir tank*. Sedangkan untuk sistem perpipaan pada instalasi pompa *Backwash* berfungsi memompakan fluida air dengan temperature 30°C dari *suction reservoir tank* menuju ke *discharge reservoir tank*

### **4.2 Kebutuhan Fluida Air (H<sub>2</sub>O)**

Untuk memperkirakan besarnya kebutuhan air di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, perhitungan kapasitas pompa ini didasarkan pada kapasitas pengoperasian satu pompa sentrifugal dan dengan satu pompa lain ( stand by), sebesar 13 l/sec ketika pompa bekerja, untuk pompa *Intake*. Sedangkan untuk pompa *Backwash* sebesar 2 l/sec ketika pompa bekerja.

### **4.3 Perhitungan sistem Distribusi air bersih**

Perhitungan ini dilakukan dengan cara melakukan perhitungan Head Efektif Instalasi Kondisi Perencanaan dimana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

#### **4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa Intake**

##### **4.3.1.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction**

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa.

Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.1** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 13 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 13 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_s^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_s^2}$$

$$D_s^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$



$$D_s = 0.1 \text{ m}$$

$$D_s = 0.1 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0.0254 \text{ m}} \\ = 3.93 \text{ inchi} \cong 4 \text{ inchi}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 100 mm atau 4 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,092 \text{ m}$ .

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,092\text{m})^2} = 1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 100 mm atau 4 inch *sdr 11* adalah 1,95 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,2 m/s sampai 3,0 m/s.

#### 4.3.1.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.2** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 13 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 13 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_d^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_d^2}$$

$$D_d^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 3.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_d = 0.0668 \text{ m}$$

$$= 0.0668 \text{ m} \times \frac{\text{inch}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$= 2.6 \text{ inch} \cong 3 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka

dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 80 mm atau 3 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,071 \text{ m}$ .

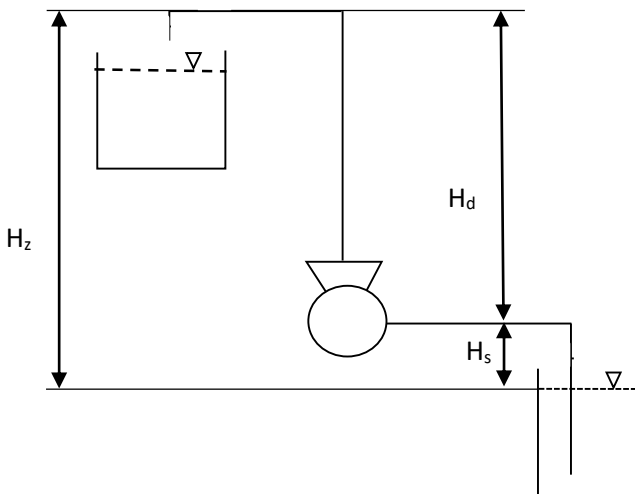
Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,071 \text{ m})^2} = 3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 80 mm atau 3 inch *sdr 11* adalah 3,28 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

#### 4.3.1.3 Perhitungan Head Statis



**Gambar 4.1** Skema *suction lift* pompa

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$  = Tekanan pada sisi *Suction Reservoir* (bar)

$P_{dr} = P_2$  = Tekanan pada sisi *Discharge reservoir* (bar)

$H_s$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

$H_d$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d + H_s$   
 $= 4,27 \text{ m} + 1,73 \text{ m}$   
 $= 6 \text{ m}$
- $G = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$

Sehingga,

$$H_{statis} = \left( \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$H_{statis} = \left( \frac{1 \text{ atm} - 1 \text{ atm}}{\gamma} \right) + 6 \text{ m}$$

$$H_{statis} = 6 \text{ m}$$

#### 4.3.1.4 Perhitungan Head Loss Mayor

##### a) Headloss Mayor pada Pipa Suction

Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Suction}} = 15,20 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,092 \text{ m}$$

$$\bar{V}_s = 1,95 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,092 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2} = 243462,699$$

Dengan :

$Re > 2300 = \text{Turbulen}$

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,092 \text{ m}} = 0,000016$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari

Colebrook equation maka untuk mendapat harga  $f$  menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0,000016	243462,6959	0,015	8,106096	8,164966	0,05887
0,000016	243462,6959	0,0151	8,108841	8,137885	0,029044
0,000016	243462,6959	0,0152	8,111567	8,111071	-0,0005
0,000016	243462,6959	0,0153	8,114274	8,084521	-0,02975
0,000016	243462,6959	0,0154	8,116964	8,05823	-0,05873
0,000016	243462,6959	0,0155	8,119635	8,032193	-0,08744
0,000016	243462,6959	0,0156	8,122289	8,006408	-0,11588

**Gambar 4.2** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar f = 0,0152

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L_{Suction}} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L_{Suction}} = 0,0152 \times \frac{15,20 \text{ m}}{0,092 \text{ m}} \times \frac{\left(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,4867 \text{ m}$$

#### **b) Headloss Mayor pada Pipa Discharge**

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s}^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 7,02 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,071 \text{ m}$$

$$\overline{V}_D = 3,28 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \cdot \overline{V} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,071 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 290756,883$$

Dengan :

$Re > 2300 = \text{Turbulen}$

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,071 \text{ m}} = 0,000021$$

Dengan mengetahui harga  $Re$  dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation maka untuk mendapat harga  $f$  menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga  $f$ , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0,000021	290756,8853	0,015	8,236536	8,164966	-0,07157
0,000021	290756,8853	0,0151	8,239206	8,137885	-0,10132
0,000021	290756,8853	0,0152	8,241858	8,111071	-0,13079
0,000021	290756,8853	0,0153	8,244492	8,084521	-0,15997
0,000021	290756,8853	0,0154	8,247108	8,05823	-0,18888
0,000021	290756,8853	0,0155	8,249707	8,032193	-0,21751
0,000021	290756,8853	0,0156	8,252288	8,006408	-0,24588

**Gambar 4.3** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,015$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L.Discharge} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$



$$H_{L,Discharge} = 0,015 \times \frac{7,02 \text{ m}}{0,07 \text{ lm}} \times \frac{\left(3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,8132 \text{ m}$$

#### 4.3.1.5 Perhitungan Head Loss Minor

*HeadLoss Minor* adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi.

##### a) HeadLoss Minor pada Pipa Suction

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

Dimana :

K = resistance coefficient

$\overline{V}_s$  = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

**Tabel 4.3** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Suction*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Foot Valve	7,1	$7,1 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 1,3760 \text{ m}$	1	1.3760 m
Through Tee	0,34	$0,34 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0648 \text{ m}$	1	0,0648 m
Elbow 90°	0,51	$0,51 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0988 \text{ m}$	3	0,2965 m
Gate Valve	0,14	$0,14 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0271 \text{ m}$	1	0,0271 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,2907 \text{ m}$	1	0,2907 m
$\sum H_{Lm}$				2,0561 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 1.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Suction adalah 2,0561 m

**b) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge**

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

K = resistance coefficient

$V_D$  = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

**Tabel 4.4** Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Check Valve	1	$1 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,5483 \text{ m}$	1	0,5483 m
Elbow 90°	0,53	$0,53 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,2906 \text{ m}$	5	1,4530 m
Branch Tee	1,08	$1,08 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,5922 \text{ m}$	1	0,5922 m
Gate Valve	0,14	$0,14 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0767 \text{ m}$	1	0,0767 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,8225 \text{ m}$	1	0,8225 m
$\sum H_{Lm}$				3,4927 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 2.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 3,4927 m

#### 4.3.1.6 Perhitungan Head Loss Total

Setelah dilakukan perhitungan *Head loss mayor* dan *Head loss minor*. Maka nilai *Head loss total* pada instalasi adalah sebagai berikut :

**Tabel 4.5** Perhitungan Head Loss Total

	H <sub>L</sub> (m)	H <sub>Lm</sub> (m)	H <sub>LT</sub> (m)
Suction	0,4867	2,0561	2,5428
Discharge	0,8132	3,4927	4,3059
Jumlah	1,2999	5,5488	<b>6,8487</b>
$\sum H_{LT}$			

Jadi nilai Head Loss Total adalah 6,8487 m

#### 4.3.1.7 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

$V_{dr}$  = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

$V_{sr}$  = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$  = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

$$H_{Dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\left(3,28 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2x\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 6,8487m \\
&= 0,5483 \text{ m} + 6,8487 \text{ m} \\
&= 7,397 \text{ m}
\end{aligned}$$

#### 4.3.1.8 Perhitungan Head Effektif Instalasi

*Head* efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dari diperhitungkan tersebut. Adapun *Head efektif* instalasi meliputi *Head* statis dan *Head* dinamis.

$$\begin{aligned}
H_{\text{Eff}} &= H_{\text{statis}} + H_{\text{dinamis}} \\
&= 6 \text{ m} + 7,397 \text{ m} \\
&= 13,397 \text{ m}
\end{aligned}$$

### 4.3.2 Perhitungan Head Efektif Pompa Backwash

#### 4.3.2.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Pipa Suction

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual*, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.

**Tabel 4.6** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	0,5	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 2 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 2 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_s^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_s^2}$$

$$D_s^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_s = 0,0412 \text{ m}$$

$$= 0,0412 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$= 1,62 \text{ inchi} \cong 2 \text{ inchi}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 50 mm atau 2 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,048 \text{ m}$ .

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,048 \text{ m})^2} = 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 50 mm atau 2 inch *sdr 11* adalah 1,1 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,5 m/s sampai 1,5 m/s.

#### 4.3.2.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.7** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	0,5	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 2 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 2 \frac{L}{s} \times \frac{10^{-3} m^3}{L} = 2 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_d^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_d^2}$$

$$D_d^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (2 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s})}{\pi \times 3,7 \frac{m}{s}}}$$

$$D_d = 0,0262 m$$

$$= 0,0262 m \times \frac{\text{inch}}{0,0254 m}$$

$$= 1,031 \text{ inch} \cong 1,25 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 32 mm atau 1,25 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,034 m$ .

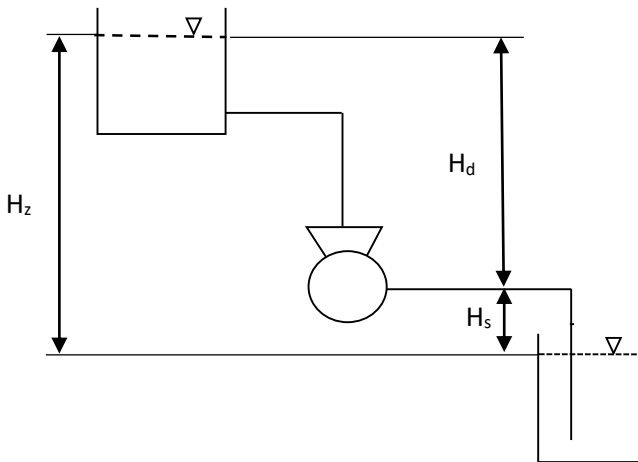
Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,034 \text{ m})^2} = 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 32 mm atau 1,25 inch *HDPE sdr 11* adalah 2,2 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

#### 4.3.2.3 Perhitungan Head Statis



**Gambar 4.4** Skema *suction lift* pompa

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$



Dimana :

$P_{sr} = P_1$  = Tekanan pada sisi *Suction Reservoir* (bar)

$P_{dr} = P_2$  = Tekanan pada sisi *Discharge reservoir* (bar)

$H_s$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

$H_d$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)  
diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d + H_s$   
 $= 2,3 \text{ m} + 1,86 \text{ m}$   
 $= 4,16 \text{ m}$
- $G = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$

Sehingga,

$$H_{statis} = \left( \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$H_{statis} = \left( \frac{1 \text{ atm} - 1 \text{ atm}}{\gamma} \right) + 4,16 \text{ m}$$

$$H_{statis} = 4,16 \text{ m}$$

#### 4.3.2.4 Perhitungan Head Loss Mayor

##### a) Headloss Mayor pada Pipa Suction

Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Suction}} = 16,1 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{Inside}} &= 0,048 \text{ m} \\ \bar{V}_s &= 1,1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,048 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 65922,2069$$

Dengan :

$\text{Re} > 2300 = \text{turbulen}$

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,048 \text{ m}} = 0,00003$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation

maka untuk mendapat harga **f** menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

0,00003	65922,2069	0,0193	7,09895	7,198158	0,099208
0,00003	65922,2069	0,0194	7,10113	7,179582	0,078452
0,00003	65922,2069	0,0195	7,103298	7,161149	0,057851
0,00003	65922,2069	0,0196	7,105455	7,142857	0,037402
0,00003	65922,2069	0,0197	7,107601	7,124705	0,017104
0,00003	65922,2069	0,0198	7,109737	7,106691	-0,00305
0,00003	65922,2069	0,0199	7,111861	7,088812	-0,02305
0,00003	65922,2069	0,02	7,113974	7,071068	-0,04291

**Gambar 4.5** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,0198$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{LSuction} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L.Suction} = 0,0198 \times \frac{16,1 \text{ m}}{0,048 \text{ m}} \times \frac{\left(1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,4095 \text{ m}$$

#### **b) Headloss Mayor pada Pipa Discharge**

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s^2}}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 9,33 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,034 \text{ m}$$

$$\bar{V}_D = 2,2 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,034 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 93389,7931$$

Dengan :

$\text{Re} > 2300$  = turbulen

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,034 \text{ m}} = 0,000044$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation

maka untuk mendapat harga **f** menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

0,000044	93389,793	0,0181	7,348706	7,432941	0,084236
0,000044	93389,793	0,0182	7,350964	7,412493	0,061529
0,000044	93389,793	0,0183	7,353209	7,392213	0,039003
0,000044	93389,793	0,0184	7,355442	7,372098	0,016656
0,000044	93389,793	0,0185	7,357663	7,352146	-0,00552
0,000044	93389,793	0,0186	7,359871	7,332356	-0,02752
0,000044	93389,793	0,0187	7,362067	7,312724	-0,04934
0,000044	93389,793	0,0188	7,364251	7,29325	-0,071

**Gambar 4.6** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,0185$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L.Discharge} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_D^2}{2g}$$

$$H_{L.Discharge} = 0,0185 \times \frac{9,33 \text{ m}}{0,034 \text{ m}} \times \frac{\left(2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 1,2523 \text{ m}$$

#### 4.3.2.5 Perhitungan Head Loss Minor

*HeadLoss Minor* adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi.

##### a) HeadLoss Minor pada Pipa Suction

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

Dimana :

$K$  = resistance coefficient

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

**Tabel 4.8** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Suction*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Foot Valve	8	$8 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,4933 \text{ m}$	1	0,4933 m
Elbow 90°	0,57	$0,57 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0351 \text{ m}$	2	0,0703 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0925 \text{ m}$	1	0,0925 m
Gate Valve	0,15	$0,15 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0092 \text{ m}$	1	0,0092 m
$\sum H_{Lm}$				0,6653 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 3.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Suction adalah 0,6653 m

#### **b) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge**

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\bar{V}_D^2}{2g}$$

Dimana :

$K$  = resistance coefficient

$\bar{V}_D$  = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

**Tabel 4.9** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Elbow 90°	0,66	$0,66 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,1628 \text{ m}$	5	0,8140 m
Trough Tee	0,44	$0,44 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,1085 \text{ m}$	5	0,5427 m
Gate Valve	0,18	$0,18 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0444 \text{ m}$	1	0,0444 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,3700 \text{ m}$	1	0,3700 m
Check Valve	1,2	$1,2 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,2960 \text{ m}$	1	0,2960 m
$\sum H_{Lm}$				2,0671 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 4.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 2,0671 m

#### 4.3.2.6 Perhitungan Head Loss Total

Setelah dilakukan perhitungan *Head loss mayor* dan *Head loss minor*. Maka nilai *Head loss total* pada instalasi adalah sebagai berikut :

**Tabel 4.10** *Perhitungan Head Loss Total*

	H <sub>L</sub> (m)	H <sub>Lm</sub> (m)	H <sub>LT</sub> (m)
Suction	0,4095	0,6653	1,0748
Discharge	1,2523	2,0671	3,3194
Jumlah	1,6618	2,7324	<b>4,3942</b>
$\sum H_{LT}$			

Jadi nilai Head Loss Total adalah 4,3942 m

#### 4.3.2.7 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

$V_{dr}$  = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

$V_{sr}$  = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$  = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

$$\begin{aligned} H_{Dinamis} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT} \\ &= \frac{\left(0 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 4,3942 m \\ &= 0 m + 4,3942 m \\ &= 4,3942 m \end{aligned}$$

#### 4.3.2.8 Perhitungan Head Effektif Instalasi

*Head* efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dari diperhitungkan tersebut. Adapun *Head efektif* instalasi meliputi *Head* statis dan *Head* dinamis.

$$\begin{aligned} H_{Eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\ &= 4,16 m + 4,3942 m \\ &= 8,5542 m \end{aligned}$$



#### 4.3.3 Perhitungan Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)

Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana

$WHP$  : Daya Fluida (kW)

$\gamma$  : Berat fluida persatuan volume (N/m<sup>3</sup>)

$Q$  : Kapasitas yang direncanakan (m<sup>3</sup>/s)

$H$  : Head efektif instalasi (m)

##### 4.3.3.1 Pompa Intake

Dari data yang diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma = \rho \times g = 995,7 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s} = 9,7678 \text{ kN/m}^3$$

$$H_{Eff} = 13,397 \text{ m}$$

Sehingga :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

$$= 9,7678 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 13,397 \text{ m}$$

$$= 1,7 \text{ kW}$$

##### 4.3.3.2 Pompa Backwash

Dari data yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma = \rho \times g = 995,7 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s} = 9,7678 \text{ kN/m}^3$$

$$H_{Eff} = 8,5542 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{WHP} &= \gamma \times Q \times H \\ &= 9,7678 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 8,5542 \text{m} \\ &= 0,17 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Perhitungan Daya Poros ( $P_{\text{shaft}}$ )

Daya poros adalah daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut.

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

##### 4.3.4.1 Pompa Intake

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik ( $n_s$ ) dengan nilai kapasitas ( $Q$ ) pada gambar 4.7. Untuk mendapatkan nilai  $n_s$ , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

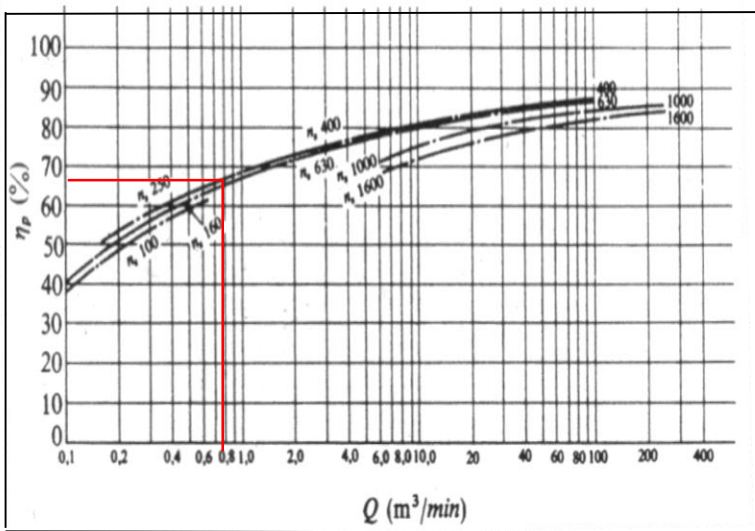
Diketahui:

- $n$  = 1450 rpm
- ( $Q$ ) =  $0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 0,78 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$
- Head Efektif ( $H_{\text{eff}}$ ) = 13,397 m, maka

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,78 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}}{(13,397 \text{ m})^{3/4}}$$

$$n_s = 182,877 \text{ rpm}$$



**Gambar 4.7** Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi maka efisiensi standar pompa ( $\eta_p$ ) diambil 67%. Sehingga perhitungan  $P_{\text{shaft}}$  :

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

$$P_{\text{shaft}} = \frac{1,7 \text{ kW}}{0,67}$$

$$P_{\text{shaft}} = 2,5 \text{ kW}$$

#### 4.3.4.2 Pompa Backwash

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik ( $n_s$ ) dengan nilai kapasitas ( $Q$ ) pada gambar 4.8. Untuk mendapatkan nilai  $n_s$ , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

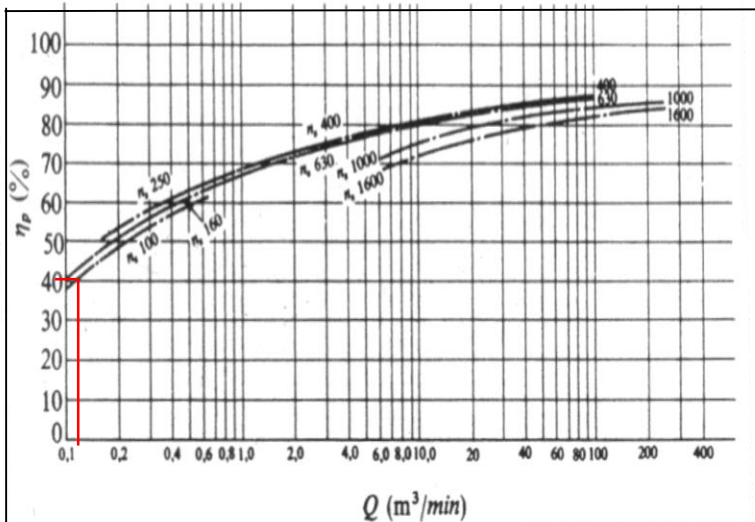
Diketahui:

- $n$  = 1400 rpm
- $(Q)$  =  $0,002 \frac{m^3}{s} \times 60 \frac{s}{min}$   
=  $0,12 \frac{m^3}{min}$
- Head Efektif ( $H_{eff}$ ) = 8,5542 m, maka

$$n_s = 1400 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1400 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,12 \frac{m^3}{min}}}{(8,5542 m)^{3/4}}$$

$$n_s = 96,95 \text{ rpm}$$



**Gambar 4.8** Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi

Dari gambar diatas efisiensi standar pompa untuk kondisi  $n_s = 96,95$  rpm dan  $Q = 0,12$  m<sup>3</sup>/min. Maka efisiensi standar pompa ( $\eta_p$ ) diambil 40% Sehingga perhitungan  $P_{\text{shaft}}$  :

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

$$P_{\text{shaft}} = \frac{0,17 \text{ kW}}{0,40}$$

$$P_{\text{shaft}} = 0,425 \text{ kW}$$

#### 4.3.5 Daya Nominal Penggerak Mula

Untuk mencari nilai daya nominal penggerak menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  : daya nominal penggerak (kW)

$\alpha$  : faktor cadangan (kW)

$\eta_t$  : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum ( $P_{\text{shaft}}$ ) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi. (*Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor*)

**Tabel 4.11** Faktor Cadangan

Jenis Penggerak	$\alpha$
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

**Tabel 4.12 Efisiensi Transmisi**

<b>Jenis Transmisi</b>		<b><math>\eta_t</math></b>
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

**4.3.5.1 Pompa Intake**

dari data yang diketahui :

$$P_{\text{shaft}} = 2,5 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,92$$

sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{2,5 \text{ kW} \times (1 + 0,2)}{0,92} = 3,7 \text{ kW}$$

**4.3.5.2 Pompa Backwash**

dari data yang diketahui :

$$P_{\text{shaft}} = 0,425 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,92$$

sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{0,425kW \times (1 + 0,2)}{0,92} = 0,55 \text{ kW}$$

#### 4.4 Pemilihan Pompa

##### 4.4.1 Putaran Spesifik ( $n_s$ )

Putaran spesifik ( $n_s$ ) untuk satu stage dari multistage pump dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluida}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ref. Khetagurof})$$

##### 4.4.1.1 Pompa Intake

Dimana :

$$n = 1450 \text{ rpm (Data Sheet)}$$

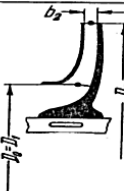




$$Q = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 13,397 \text{ m}$$

$$\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga kecepatan spesifik ( $n_s$ )

$$\begin{aligned} n_s &= 1450 \text{ rpm} \times \sqrt{\frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{(0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1/2}}{(13,397 \text{ m})^{3/4}} \\ &= 86,02 \text{ RPM} \end{aligned}$$

<i>Centrifugal pumps</i>			<i>Mixed-flow impeller</i>	<i>Axial-flow impeller</i>
<i>Low-speed impeller</i>	<i>Moderate-speed impeller</i>	<i>High-speed impeller</i>		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

**Gambar 4.9** Putaran Spesifik Impeller

Dengan kecepatan spesifik ( $n_s$ ) = 86,02 RPM. Maka dipilih jenis impeller (Moderate Speed Impeller)

#### 4.4.1.2 Pompa Backwash

Dimana :

$$n = 1400 \text{ rpm (Data Sheet)}$$

$$Q = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

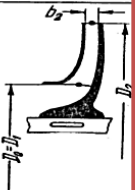



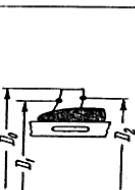
$$H = 8,5542 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{fluida}} = 995,7 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga kecepatan spesifik ( $n_s$ )

$$\begin{aligned}
 n_s &= 1400 \text{ rpm} \times \sqrt{\frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{(0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1/2}}{(8,5542 \text{ m})^{3/4}} \\
 &= 45,60 \text{ RPM}
 \end{aligned}$$



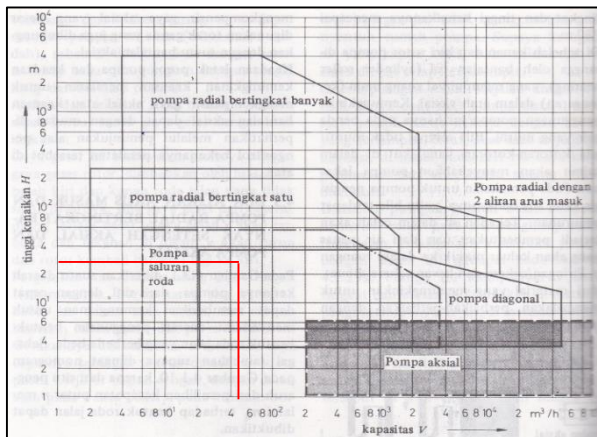
Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

**Gambar 4.10** Putaran Spesifik Impeller

Dengan kecepatan spesifik ( $n_s$ ) = 45,60 RPM. Maka dipilih jenis impeller (Low Speed Impeller)

## 4.4.2 Pemilihan Jenis Pompa

### 4.4.2.1 Pompa Intake

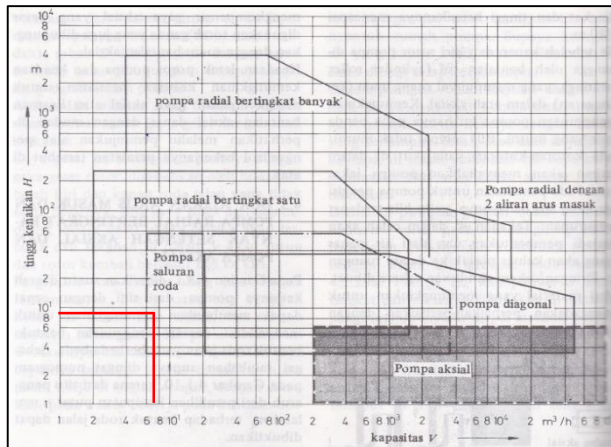


**Gambar 4.11** Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, (Sumber : “Turbin, Pompa dan Kompresor” Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282). Untuk kondisi kapasitas ( $Q$ ) =

46,8 m<sup>3</sup>/h dan Head Effektif ( $H_{eff}$ ) = 13,397 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (centrifugal pump single stage).

#### 4.4.2.2 Pompa Backwash



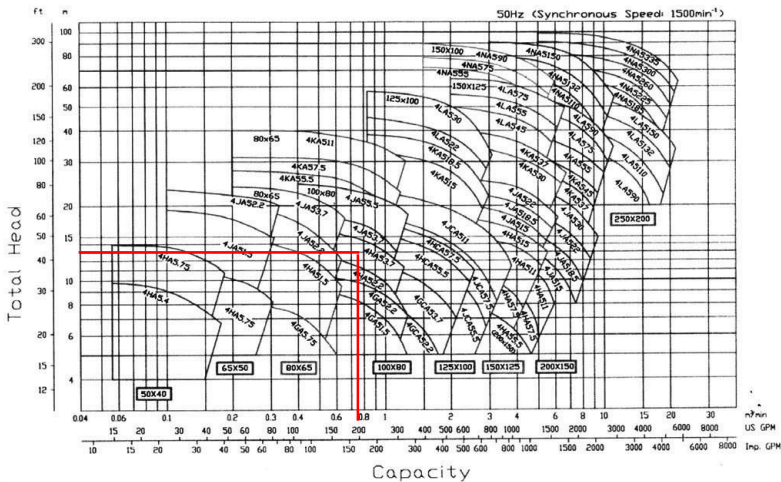
**Gambar 4.12** Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, (Sumber : “Turbin, Pompa dan Kompresor” Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282). Untuk kondisi kapasitas ( $Q$ ) = 7,2 m<sup>3</sup>/h dan Head Effektif ( $H_{eff}$ ) = 8,5542 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (centrifugal pump single stage).

### 4.4.3 Pemilihan Pompa pada Brosur

#### 4.4.3.1 Pompa Intake

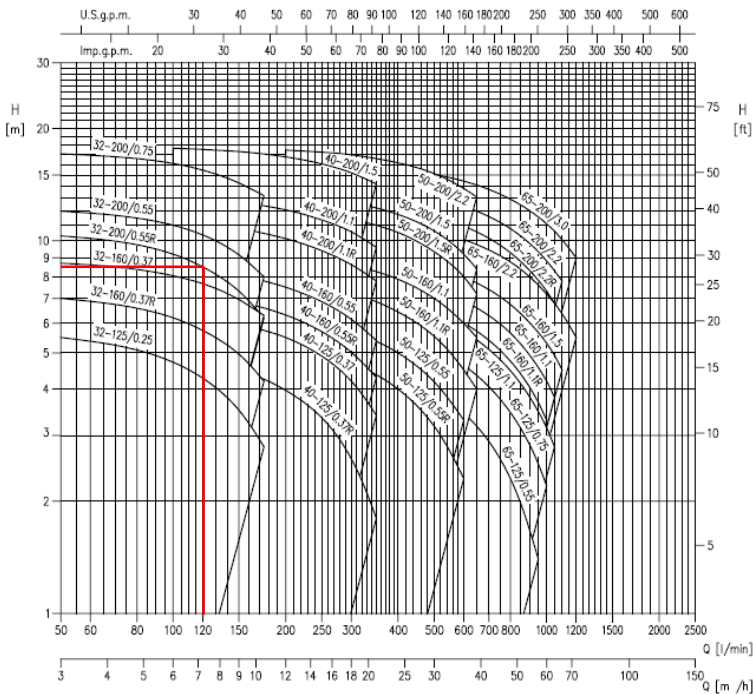
Dalam pemilihan pompa, kita berpedoman pada brosur pompa. Gambar 4.13 merupakan brosur pompa FSA dan selanjutnya untuk menentukan model pompa, berdasarkan *head* (m) dan kapasitas ( $m^3/min$ ).



**Gambar 4.13** Performance Chart 4- Pole Ebara End Suction Volute Pump

Dengan  $Q = 0,78 \frac{m^3}{min}$  dan  $H = 13,397 m$ , maka dalam brosur diperoleh pompa model 100 x 80 FS 4 HA 5 3,7.

#### 4.4.3.2 Pompa Backwash



**Gambar 4.14** Performance Chart 4- Pole Ebara Close Coupled Pump

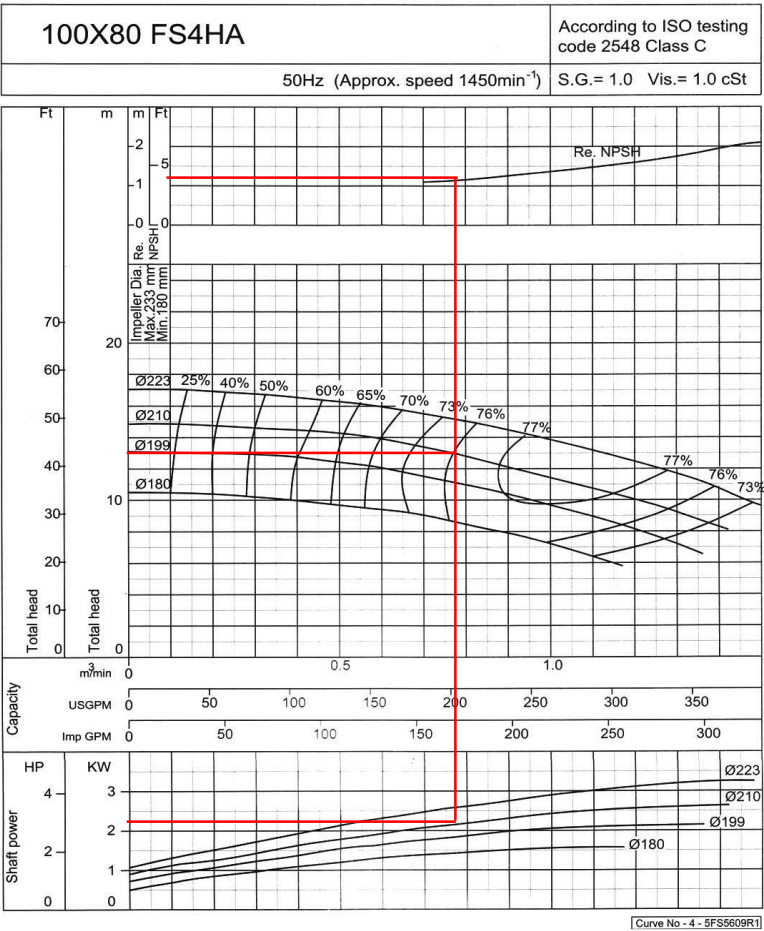
Dengan  $Q = 120 \frac{l}{min}$  dan  $H = 8.5542 m$ , maka dalam brosur diperoleh pompa model 32 – 200 / 0,55R.

#### 4.4.4 Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat di tulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \sum H_{ls}$$

4.5.2.1 Pompa Intake



**Gambar 4.15** Performance Curve Ebara End Suction Volute Pump

Perhitungan  $NPSH_A$  dianggap benar apabila memenuhi syarat  $NPSH_A > NPSH_R$  . agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- $P_a = 101325 \text{ Pa}$
- $P_v = 4242,825 \text{ Pa}$
- $h_s = 1,73 \text{ m}$  (dari instalasi pipa)
- $\sum H_{LT, Suction} = 2,5428 \text{ m}$
- $\gamma = \rho \times g = 995,7 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s}$   
 $= 9767,81 \frac{N}{m^3}$

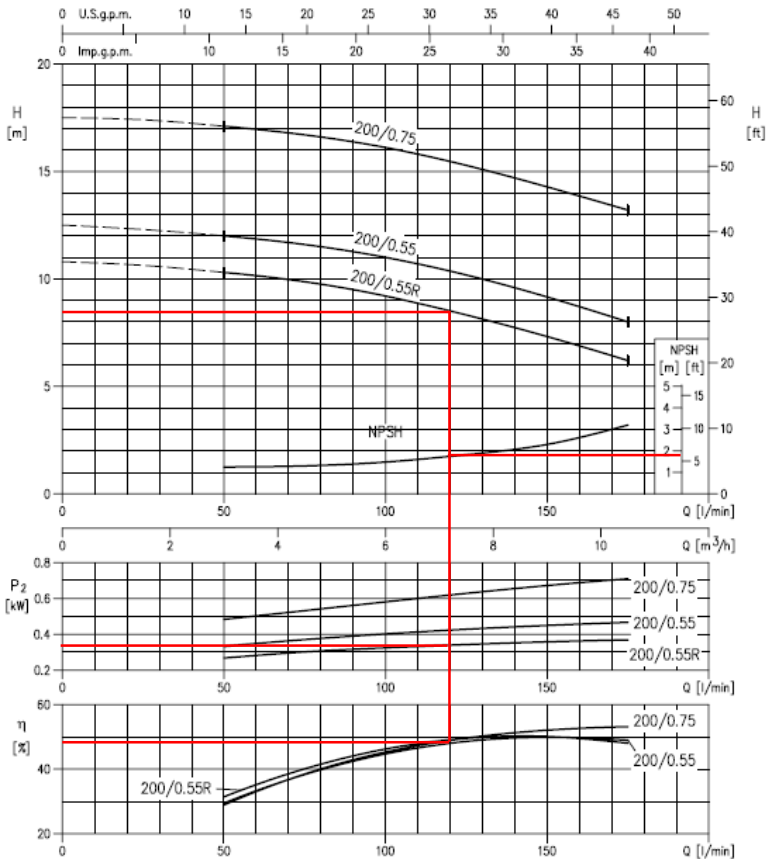
Apabila letak Pompa berada pada atas permukaan zat cair yang diisap, maka  $h_s$  ( + ). Sehingga persamaan menjadi :

$$\begin{aligned}
 NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \sum H_{Ls} \\
 &= \left( \frac{101325 \text{ Pa} - 4242,825 \text{ Pa}}{9767,81 \frac{N}{m^3}} \right) - 1,73 \text{ m} - 2,5428 \text{ m} \\
 &= 9,9389 \text{ m} - 1,73 \text{ m} - 2,5428 \text{ m} \\
 &= 5,6661 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 1,1 \text{ m (Data Sheet)}$$

Jadi perhitungan  $NPSH_A$  sudah benar karena memenuhi syarat dimana  $NPSH_A > NPSH_R$

### 4.5.2.2 Pompa Backwash



**Gambar 4.16** Performance Curve Ebara Close Coupled Pump

Perhitungan  $NPSH_A$  dianggap benar apabila memenuhi syarat  $NPSH_A > NPSH_R$  . agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- $P_a$  = 101325 Pa
- $P_v$  = 4242,825 Pa
- $h_s$  = 1,86 m (dari instalasi pipa)

- $\Sigma H_{LT,Suction} = 1,0748 \text{ m}$
- $\gamma = \rho \times g = 995,7 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s}$   
 $= 9767,81 \frac{N}{m^3}$

Apabila letak Pompa berada pada atas permukaan zat cair yang diisap, maka  $h_s$  ( + ). Sehingga persamaan menjadi :

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \Sigma H_{ls} \\ &= \left( \frac{101325 \text{ Pa} - 4242,825 \text{ Pa}}{9767,81 \frac{N}{m^3}} \right) - 1,86 \text{ m} - 1,0748 \text{ m} \\ &= 9,9389 \text{ m} - 1,86 \text{ m} - 1,0748 \text{ m} \\ &= 7,0041 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 1,8 \text{ m (Data Sheet)}$$

Jadi perhitungan  $NPSH_A$  sudah benar karena memenuhi syarat dimana  $NPSH_A > NPSH_R$

#### 4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software *Pipe Flow Expert*

*Checking* ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi pompa *Intake* dan *Backwash*, kemudian program dijalankan (*run*).

##### 4.5.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi dengan Software *Pipe Flow Expert*

*Software pipe flow expert* digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

- a. Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi perencanaan sistem instalasi perpipaan dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- b. Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* ( $\rho$ ), *viscositas absolut* ( $\mu$ ) dan *vapor pressure* ( $P_v$ ).

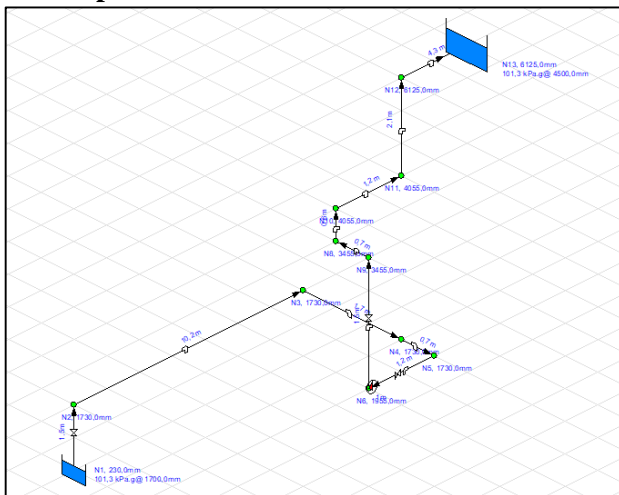


- c. Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.
- d. Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metris* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.
- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *expansion joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya

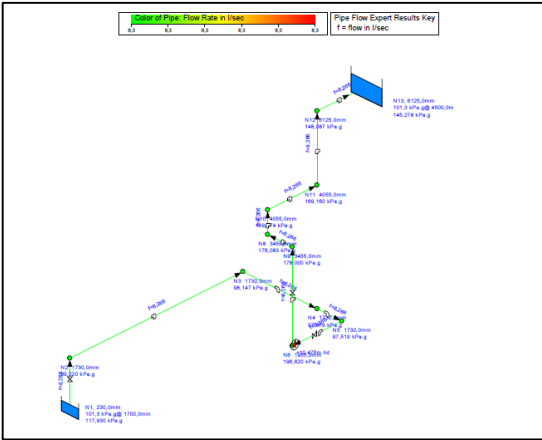
#### 4.5.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara pemodelan *numerik* pun dapat dilakukan.

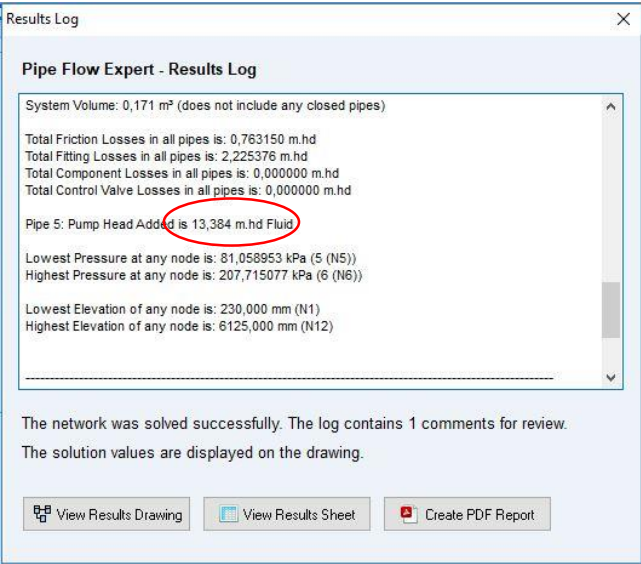
##### 4.5.2.1 Pompa Intake



Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.18 dan 4.19



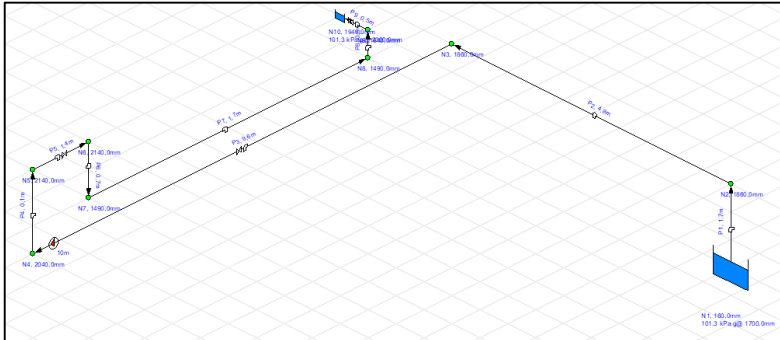
**Gambar 4.18** Instalasi pompa *Intake* setelah di *calculate*



**Gambar 4.19** Hasil setelah di-*calculate*

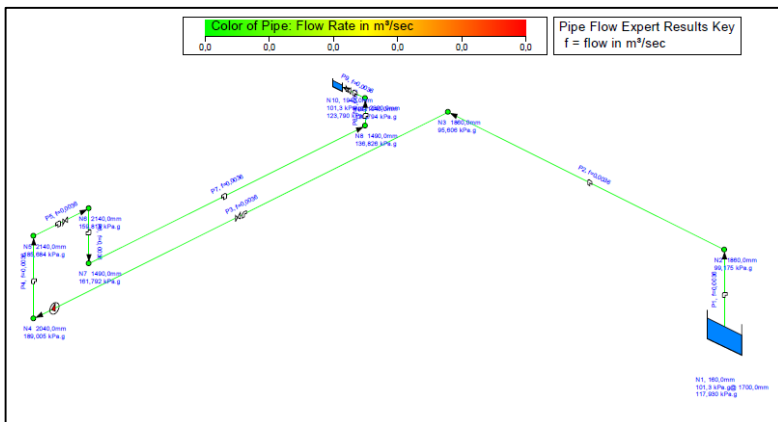
Dengan melihat gambar 4.19, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 13,384 m *hd Fluid*.

#### 4.5.2.1 Pompa Backwash

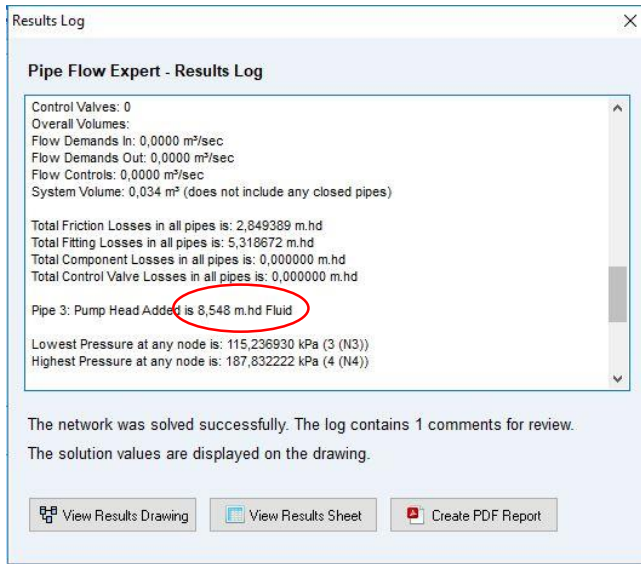


**Gambar 4.20** Instalasi pompa *Backwash* dengan menggunakan *software pipe flow expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.21 dan 4.22



**Gambar 4.21** Instalasi pompa *Backwash* setelah di *calculate*



**Gambar 4.22** Hasil setelah di-*calculate*

Dengan melihat gambar 4.22, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 8,548 *m hd Fluid*.

#### 4.5.3 Perbandingan Head Efektif Teoritis ( $H_{\text{eff}}$ ) dengan Head Efektif Numerik ( $H_{\text{eff PFE}}$ )

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

##### 4.5.3.1 Pompa Intake

Dengan adanya perhitungan tingkat kesalahan hitungan analitis terhadap hitungan numerik maka :

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

$$= \frac{13,397 - 13,384}{13,397} \times 100\%$$

$$= 0,097\%$$

#### 4.5.3.2 Pompa Backwash

Dengan adanya perhitungan tingkat kesalahan hitungan analitis terhadap hitungan numerik maka :

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff } PFE}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

$$= \frac{8,5542 - 8,548}{8,5542} \times 100\%$$

$$= 0,072\%$$

*( Halaman ini sengaja dikosongkan )*

## **BAB V**

### **PENUTUP**

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan pemilihan ulang instalasi pompa dalam pembahasan mengenai instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* pada Produksi air bersih di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

#### **5.1 Kesimpulan**

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan *Intake pump* dapat disimpulkan sebagai berikut :
  - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa sentrifugal *single stage Intake pump* yaitu 13 L/Sec untuk memenuhi proses di *discharge reservoir tank*.
  - b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* dan pipa *discharge* sebesar 4 inch dan 3 inch dengan jenis pipa *HDPE SDR 11*.
  - c. *Head* efektif pompa ( $H_{eff}$ ) dari perhitungan *manual* didapat 13,397 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 13,384 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,097%.
  - d. Hasil Perhitungan  $NPSH_A$  sebesar = 5,6661 m.
  - e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 3,7 KW.
  - f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage* , merk *Ebara* dengan *type 100 x 80 FS 4 HA 5*
2. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan *Backwash pump* dapat disimpulkan sebagai berikut :
  - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa sentrifugal *single stage Backwash pump* yaitu 2 L/Sec untuk memenuhi proses di *discharge reservoir tank*.

- b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* dan pipa *discharge* sebesar 2 inch dan 1,25 inch dengan jenis pipa *HDPE SDR 11*.
- c. *Head* efektif pompa ( $H_{\text{eff}}$ ) dari perhitungan *manual* didapat 8,5542 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 8,548 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,072%.
- d. Hasil Perhitungan  $\text{NPSH}_A$  sebesar = 7,0041 m.
- e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 0,55 KW.
- f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage* , merk *Ebara* dengan *type 32 – 200 / 0,55R*

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk instalasi *Intake pump* dan *Backwash pump* yaitu :

- a. Perlu adanya *Standart Operational Procedure (SOP)*.
- b. Perlu ada *Maintenance Manual* juga untuk menjaga performa pompa.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa*.
- [2] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8<sup>th</sup> edition*. New York : John Wiley and Sons, Inc.
- [3] Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc
- [4] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [5] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7<sup>th</sup> ed*. 1994. McGraw-Hills.
- [6] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8<sup>th</sup> ed*. John Wiley and Sons, 2014
- [7] Silowash, Brian . *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills
- [8] Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [9] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.

## LAMPIRAN 1 : Nilai Fitting dari *pipe flow expert*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P5, HDPE, 100 mm, JD=100,000 mm (Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0,1400	1
	FleJo	100 mm	4"	Flexible Joint	1,5000	1

Total K = 1,64

☒ Save

☐ Clear

☐ Cancel

---

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	100 mm	4"	Standard Bend	0,5100
	LB	100 mm	4"	Long Bend	0,2700
	PB	100 mm	4"	Pipe Bend	0,2000
	E45	100 mm	4"	Elbow 45 deg.	0,2700
	RB	100 mm	4"	Return Bend	0,8500
	MB45	100 mm	4"	Mitre Bend 45 deg.	0,2600
	MB90	100 mm	4"	Mitre Bend 90 deg.	1,0200
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0,1400
	Globe	100 mm	4"	Globe Valve	5,8000
	Angle	100 mm	4"	Globe Valve Angled	2,5500
	Plug	100 mm	4"	Plug Valve Straightway	0,3100
	Bfly	100 mm	4"	Butterfly Valve	0,7700
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1,0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10,2000
	AngleCh	100 mm	4"	Lift Check Valve Angled	0,9400
	SwCh	100 mm	4"	Swing Check Valve	2,0000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

☒ entrance rounded

☒ gradual enlargement

☒ gradual contraction

☒ sudden enlargement

☒ sudden contraction

☒ long pipe bend

☒ Create new fitting

☒ Remove entry

---

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1,0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10,2000
	AngleCh	100 mm	4"	Lift Check Valve Angled	0,9400
	SwCh	100 mm	4"	Swing Check Valve	2,0000
	TiltCh	100 mm	4"	Tilting Disk Check	2,0000
	ChWaf	100 mm	4"	Water Check Valve	3,2200
	Foot	100 mm	4"	Foot Valve with Strainer	7,1000
	Hinged	100 mm	4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,3000
	St	100 mm	4"	Strainer	1,0000
	TT	100 mm	4"	Through Tee	0,3400
	BT	100 mm	4"	Branch Tee	1,0200
	ExitCon	100 mm	4"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	100 mm	4"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	100 mm	4"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	100 mm	4"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FleJo	100 mm	4"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

☒ entrance rounded

☒ gradual enlargement

☒ gradual contraction

☒ sudden enlargement

☒ sudden contraction

☒ long pipe bend

☒ Create new fitting

☒ Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 2: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P8, HDPE, 80 mm, ID=80,000 mm

(Pipe Id: 8)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	80 mm	3"	Flexible Joint	1,5000	1
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000	1
	Gate	80 mm	3"	Gate Valve	0,1400	1

Total K = 2,64

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 80 mm 3" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	80 mm	3"	Standard Bend	0,5300
	LB	80 mm	3"	Long Bend	0,2800
	PB	80 mm	3"	Pipe Bend	0,2100
	E 45	80 mm	3"	Elbow 45 deg.	0,2800
	RB	80 mm	3"	Return Bend	0,8900
	MB45	80 mm	3"	Mitre Bend 45 deg.	0,2700
	MB90	80 mm	3"	Mitre Bend 90 deg.	1,0600
	Gate	80 mm	3"	Gate Valve	0,1400
	Globe	80 mm	3"	Globe Valve	6,0000
	Angle	80 mm	3"	Globe Valve Angled	2,6500
	Plug	80 mm	3"	Plug Valve Straightway	0,3200
	Bfly	80 mm	3"	Butterfly Valve	0,8100
	BallFB	80 mm	3"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	80 mm	3"	Ball Valve Reduced Bore	1,2000
	LiftCh	80 mm	3"	Lift Check Valve	10,8000
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000
	SwCh	80 mm	3"	Swing Check Valve	2,2000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 80 mm 3" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	80 mm	3"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	80 mm	3"	Ball Valve Reduced Bore	1,2000
	LiftCh	80 mm	3"	Lift Check Valve	10,8000
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000
	SwCh	80 mm	3"	Swing Check Valve	2,2000
	TiltCh	80 mm	3"	Tilting Disk Check	2,2000
	CHWaf	80 mm	3"	Wafer Check Valve	5,5000
	Foot	80 mm	3"	Foot Valve with Strainer	7,6000
	Hinged	80 mm	3"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,4000
	St	80 mm	3"	Strainer	1,0000
	TT	80 mm	3"	Through Tee	0,3600
	BT	80 mm	3"	Branch Tee	1,0800
	ExitCon	80 mm	3"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	80 mm	3"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	80 mm	3"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	80 mm	3"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FlexJo	80 mm	3"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 3: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P3, HDPE, 50 mm, JD=48,692 mm

(Pipe Id: 3)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	50 mm	2"	Flexible Joint	1,5000	1
	Gate	50 mm	2"	Gate Valve	0,1500	1

Total K = 1,65

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 50 mm 2" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	50 mm	2"	Standard Bend	0,5700
	LB	50 mm	2"	Long Bend	0,3000
	PB	50 mm	2"	Pipe Bend	0,2300
	E45	50 mm	2"	Elbow 45 deg.	0,3000
	RB	50 mm	2"	Return Bend	0,9500
	MB45	50 mm	2"	Mitre Bend 45 deg.	0,2900
	MB90	50 mm	2"	Mitre Bend 90 deg.	1,1400
	Gate	50 mm	2"	Gate Valve	0,1500
	Globe	50 mm	2"	Globe Valve	6,5000
	Angle	50 mm	2"	Globe Valve Angled	2,8500
	Plug	50 mm	2"	Plug Valve Straightway	0,3400
	Bfly	50 mm	2"	Butterfly Valve	0,8600
	BallFB	50 mm	2"	Ball Valve Full Bore	0,0600
	BallRB	50 mm	2"	Ball Valve Reduced Bore	1,8000
	LiftCh	50 mm	2"	Lift Check Valve	11,4000
	AngleCh	50 mm	2"	Lift Check Valve Angled	1,1000
	SwCh	50 mm	2"	Swing Check Valve	2,4000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 50 mm 2" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallRB	50 mm	2"	Ball Valve Reduced Bore	1,8000
	LiftCh	50 mm	2"	Lift Check Valve	11,4000
	AngleCh	50 mm	2"	Lift Check Valve Angled	1,1000
	SwCh	50 mm	2"	Swing Check Valve	2,4000
	TiltCh	50 mm	2"	Tilting Disk Check	2,3000
	ChWaf	50 mm	2"	Wafer Check Valve	8,4000
	Foot	50 mm	2"	Foot Valve with Strainer	8,0000
	Hinged	50 mm	2"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,4000
	St	50 mm	2"	Strainer	1,0000
	TT	50 mm	2"	Through Tee	0,3800
	BT	50 mm	2"	Branch Tee	1,1400
	ExitCon	50 mm	2"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	50 mm	2"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	50 mm	2"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	50 mm	2"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	Red	50 mm	2"	Reducer 2" to 1-1/2"	0,0400
	FlexJo	50 mm	2"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 3: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P5, HDPE, 32 mm JD=34,036 mm

(Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	32 mm	1-1/4"	Flexible Joint	1,5000	1
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000	1

Total K = 2,70

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 32 mm 1-1/4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	32 mm	1-1/4"	Standard Bend	0,6600
	LB	32 mm	1-1/4"	Long Bend	0,3500
	PB	32 mm	1-1/4"	Pipe Bend	0,2600
	E 45	32 mm	1-1/4"	Elbow 45 deg.	0,3500
	RB	32 mm	1-1/4"	Return Bend	1,1000
	MB45	32 mm	1-1/4"	Mitre Bend 45 deg.	0,3300
	MB90	32 mm	1-1/4"	Mitre Bend 90 deg.	1,3200
	Gate	32 mm	1-1/4"	Gate Valve	0,1800
	Globe	32 mm	1-1/4"	Globe Valve	7,5000
	Angle	32 mm	1-1/4"	Globe Valve Angled	3,3000
	Plug	32 mm	1-1/4"	Plug Valve Straightway	0,4000
	Bfly	32 mm	1-1/4"	Butterfly Valve	1,0000
	BallFB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Full Bore	0,0700
	BallRB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Reduced Bore	2,2000
	LiftCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve	13,2000
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000
	SwCh	32 mm	1-1/4"	Swing Check Valve	2,9000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 32 mm 1-1/4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Bfly	32 mm	1-1/4"	Butterfly Valve	1,0000
	BallFB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Full Bore	0,0700
	BallRB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Reduced Bore	2,2000
	LiftCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve	13,2000
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000
	SwCh	32 mm	1-1/4"	Swing Check Valve	2,9000
	ChWaf	32 mm	1-1/4"	Wafer Check Valve	10,5000
	Foot	32 mm	1-1/4"	Foot Valve with Strainer	9,3000
	Hinged	32 mm	1-1/4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,7000
	St	32 mm	1-1/4"	Strainer	0,6000
	TT	32 mm	1-1/4"	Through Tee	0,4400
	BT	32 mm	1-1/4"	Branch Tee	1,3200
	ExitCon	32 mm	1-1/4"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	32 mm	1-1/4"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	32 mm	1-1/4"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	32 mm	1-1/4"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FlexJo	32 mm	1-1/4"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

## LAMPIRAN 4 : *Recommended Velocities in Pipeline*

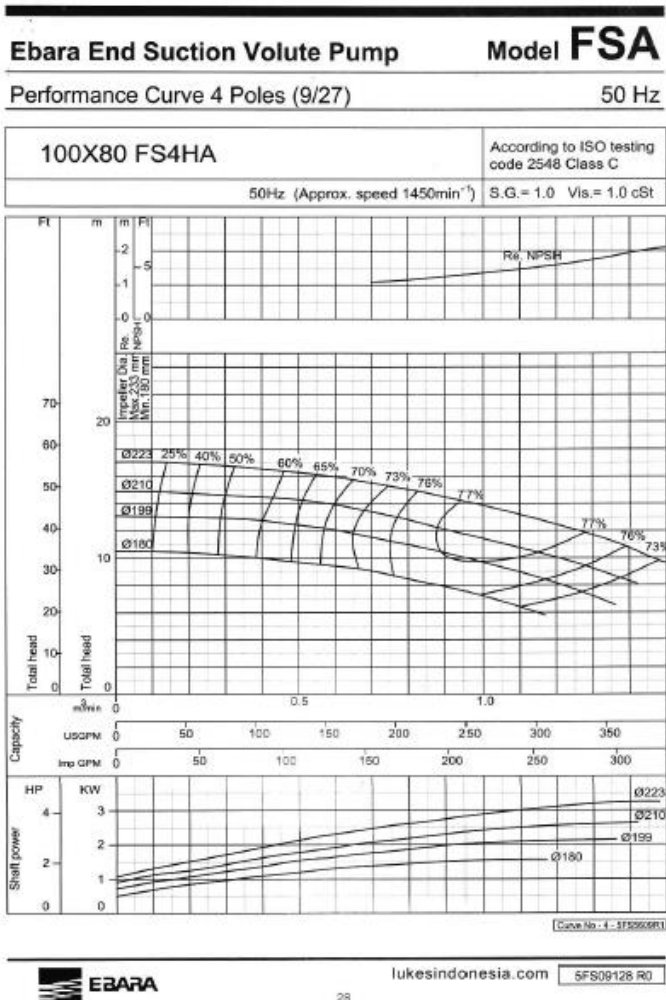
Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	33	100	10.1	30.5
Ammonia	Liquid	2	6	0.6	1.8
Benzene		6		1.8	
Bromine	Gaseous	33		10.1	
Bromine	Liquid	4		1.2	
Calcium Chloride		4		1.2	
Carbon Tetrachloride		6		1.8	
Chlorine	Dry Gas	33	83	10.1	25.3
Chlorine	Dry Liquid	5		1.5	
Chloroform	Gaseous	33		10.1	
Chloroform	Liquid	6		1.8	
Ethylene	Gaseous	100		30.5	
Ethylene Dibromide		4		1.2	
Ethylene Dichloride		6		1.8	
Ethylene Glycol		6		1.8	
Hydrochloric Acid	Gaseous	67		20.4	
Hydrochloric Acid	Liquid	5		1.5	
Hydrogen		67		20.4	
Methyl Chloride	Gaseous	67		20.4	
Methyl Chloride	Liquid	6		1.8	
Natural Gas	75 psig and Below Main Lines	35	115	10.7	35.1
Natural Gas	Cross-Country	80	250	24.4	76.2
Natural Gas	Low Pressure Main Lines	3	6	0.9	1.8
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Oxygen	Up to 200 psig	30	100	9.1	30.5
Paper Stock	2% to 2.5% A.D Consistency	3	10	0.9	3.0
Paper Stock	3% to 6% A.D. Consistency	1	8	0.3	2.4
Perchloroethylene		6		1.8	
Propylene Glycol		5		1.5	
Sand	5 to 25% by Volume	12		3.7	

## LAMPIRAN 5 : Lanjutan

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Sand	Coarse & Granulated Slag	12	13	3.7	4.0
Sand	Fine Graded	8	10	2.4	3.0
Sand	Gravel up to 1/2"	14		4.3	
Sand	Ordinary	11		3.4	
Sewage	Slurry	2.5	3	0.8	0.9
Sodium Chloride	No Solids	5	8	1.5	2.4
Sodium Chloride	With Solids	6	15	1.8	4.6
Sodium Hydroxide	0% - 30%	6		1.8	
Sodium Hydroxide	30% - 50%	5		1.5	
Sodium Hydroxide	50% - 73%	4		1.2	
Steam	Boiler to Turbine Cold Reheat	100	135	30.5	41.1
Steam	Boiler to Turbine Hot Reheat	135	170	41.1	51.8
Steam	HP Bypass of Turbine	200	270	61.0	82.3
Steam	HP District Heating	833	1250	253.9	381.0
Steam	Long Run	135	200	41.1	61.0
Steam	LP Bypass of Turbine	270	335	82.3	102.1
Steam	Saturated up to 15 psig for Heating	17	70	5.2	21.3
Steam	Saturated, 50 psig and Higher	100	167	30.5	50.9
Steam	Superheated 200 psig and Higher	167	300	50.9	91.4
Steam	Superheated Main	100	200	30.5	61.0
Styrene		6		1.8	
Sulfur Dioxide		67		20.4	
Sulfuric Acid		4		1.2	
Tar	Discharge Lines	2	2.5	0.6	0.8
Tar	Gravity Flow	1	1.5	0.3	0.5
Tar	Suction Lines	1	2	0.3	0.6
Trichlorethylene		6		1.8	
Vinyl Chloride		6		1.8	
Vinylidene Chloride		6		1.8	
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7

[Sumber: Brian Silowash. *Piping System Manual*, 2010.  
McGraw-Hills]

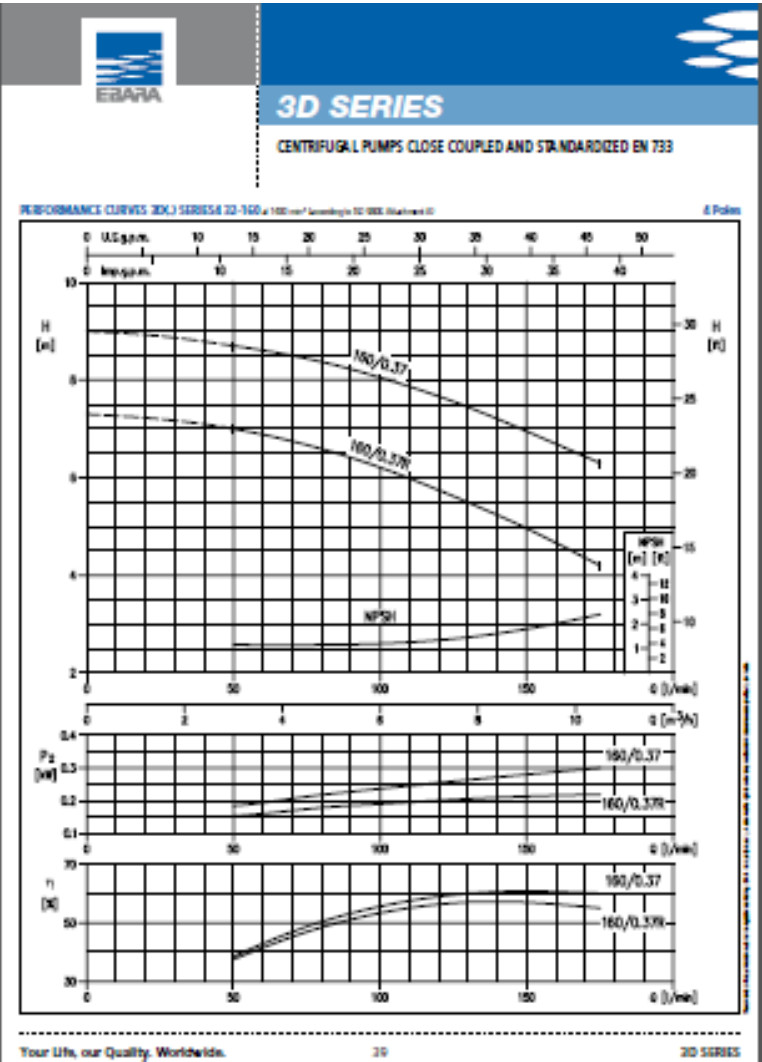
## LAMPIRAN 6 : Kurva Performansi Pompa *Intake*



[Sumber: <http://www.lukesindonesia.com/kurva-ebara-fsa/>]



LAMPIRAN 7 : Kurva Performansi Pompa *Backwash*



[Sumber: <http://www.lukesindonesia.com/wp-content/uploads/Katalog%20PDF/Katalog%20Ebara/Ebara%20Monoblock%20Centrifugal%20Pump%20-%20MD.pdf>]

## BIODATA PENULIS



Penulis yang memiliki nama lengkap **Kevin Dristian Dani** dilahirkan di Kota Surabaya, 22 Maret 1997, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK HangTuah 22 Sidoarjo, SD HangTuah 9 Sidoarjo, SMP Negeri 2 Sidoarjo, dan SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 10211500000114. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Kabiro Jurnalistik KOMINFO HMDM FV-ITS Periode 2016-2017. PT. UPJP Indonesia Power Pasuruan, Jawa Timur merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 3 Juli s/d 3 Agustus 2017 di bidang perawatan mesin *Hydroulic*.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan Motor Bakar HMDM FTI-ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015) , Pelatihan LKMM Tingkat Dasar (TD) FTI-ITS (2016), Pelatihan Pemandu LKMM FTI-ITS (2016).

*Email : kevindristian@gmail.com*



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN  
*BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA INSTITUT  
TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA**

**KEVIN DRISTIAN DANI  
NRP. 102115 00000 114**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**DESIGN OF *INTAKE* AND *BACKWASH* PUMP  
INSTALLATION FOR CLEAN WATER AT DORMITORY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA**

**KEVIN DRISTIAN DANI  
NRP. 102115 00000 114**

**Consellor Lecture  
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.  
NIP. 19620216 199512 1 001**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRY ENGINEERING  
Vocational Faculty  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018**

**PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN  
*BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
SURABAYA

Oleh :

**KEVIN DRISTIAN DANI**

NRP. 102115 00000 114

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT  
NIP 19620216 199512 1 001

**SURABAYA  
JULI 2018**

**PERENCANAAN INSTALASI POMPA INTAKE DAN  
BACKWASH UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA**

**Nama Mahasiswa** : Kevin Dristian Dani  
**NRP** : 10211500000114  
**Jurusan** : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

**Abstrak**

*Air bersih merupakan kebutuhan utama karena hampir semua aktivitas menggunakan air bersih untuk menunjang kehidupan. Mahasiswa yang tinggal di asrama juga membutuhkan air bersih untuk keperluan mereka seperti mencuci baju, mandi dan lain sebagainya. Dengan menggunakan pompa Intake dan Backwash air sungai disekitar asrama dapat dimanfaatkan untuk dialirkan menjadi air bersih.*

*Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk instalasi pompa Intake dan pompa Backwash. Perhitungan head, kapasitas, daya pompa dan efisiensi dilakukan secara analitis dan numerik menggunakan software pipe flow experts.*

*Pada analisis dan perhitungan ini, didapatkan kapasitas untuk pompa Intake dengan kapasitas maksimal 13 L/sec dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 13,397 m serta didapatkan daya pompa sebesar 3,7 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa sentrifugal single stage , merk Ebara dengan type 100 x 80 FS 4 HA 5. Lalu kapasitas untuk pompa Backwash dengan kapasitas maksimal 2 L/sec dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 8,55 m serta didapatkan daya pompa sebesar 0,55 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa sentrifugal single stage , merk Ebara dengan type 32 – 200 / 0,55.*

**Kata kunci** : pompa Intake, pompa Backwash, kapasitas, head, daya.

**DESIGN OF INTAKE AND BACKWASH PUMP  
INSTALLATION FOR CLEAN WATER AT DORMITORY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA**

**Student's Name** : Kevin Dristian Dani  
**Student's Number** : 10211500000114  
**Department** : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS  
**Academic Advisor** : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

**Abstract**

*Clean water is the main need because almost all activities use clean water to support life. Colleger who live in dormitory also need clean water for their needs such as washing clothes, bathing, etc. By using Intake and Backwash pumps, river water around the dormitory can be used to flow into clean water.*

*In this Final Project, we've got the results of instalation's recalculation and pump selection which are the most suitable for Intake and Backwash pump instalation. Head, capacity, power and efficiency calculation are manually calculated by the author and numerically calculated by Pipe Flow Experts software.*

*In this analysis and calculation, we've got the capacity for Intake pump with operation capacity 13 L / sec, with the head of the effective installation ( $H_{eff}$ ) is 13,397 m and 3,7 kW of pump power. So from the results of these calculations can be selected single stage centrifugal pump, brand Ebara with type 100 x 80 FS 4 HA 5. Then the capacity for Backwash pump with operation capacity of 2 L / sec, with the head of the effective installation ( $H_{eff}$ ) is 8,55 m and 0,55 kW of pump power. So from the results of these calculations can be selected single stage centrifugal pump, brand Ebara with type 32 - 200 / 0,55.*

**Keywords** : Intake pump, Backwash pump, capacity, head, power.

## KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Panyayang, penulis panjatkan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasullullah Muhammad SAW. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PERENCANAAN INSTALASI POMPA *INTAKE* DAN *BACKWASH* UNTUK AIR BERSIH DI ASRAMA INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Ir Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. **Bapak Dr. Hendro Nurhadi Dipl-Ing, Ph.D.** selaku dosen wali selama saya kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.
5. **Bapak Benny dan Ibu Endang** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.



6. **Farobi, Alfi, Dharma, dan Alda** selaku kelompok praktikum pompa penulis, yang telah memberikan bantuan dan masukan agar terselesaikannya Tugas Akhir ini.
7. **Shabir, Meindra, Wim, Angga, Shafwan, Fikri, Syifa** selaku teman-teman kominfo yang telah membantu dan memberi semangat pada penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini.
8. **Mutiara, Firly, Tata, Tomi, Dea, Ufal dan Maretika** yang telah memberi dukungan serta doa kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
9. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 serta teman - teman Pemandu ANDALAS, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
10. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga semua doa, semangat dan bantuan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Saya sebagai makhluk Allah SWT, manusia biasa. Saya menyadari bahwasannya penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu , saya mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

**Penulis**

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN JUDUL .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
ABSTRAK INDONESIA .....	iv
ABSTRAK INGGRIS .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiv

### **BAB I PENDAHULUAN ..... 1**

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penulisan .....	3
1.5 Manfaat Penulisan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3

### **BAB II DASAR TEORI ..... 5**

2.1 Tinjauan Umum Pompa .....	5
2.1.1 <i>Intake Pump</i> .....	5
2.1.1 <i>Backwash Pump</i> .....	5
2.2 Klasifikasi Pompa .....	6
2.2.1 Positive Displacement .....	6
2.2.2 Non Positive Displacement .....	8
2.3 Pompa Sentrifugal .....	9
2.4 Komponen Pompa Sentrifugal .....	9
2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal .....	11
2.6 Jenis Aliran Fluida .....	13
2.6.1 Aliran Viscous .....	14
2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen .....	14
2.6.3 Aliran Internal .....	15
2.6.4 Aliran <i>Incompressible</i> .....	16

2.7 Persamaan Kontinuitas .....	17
2.8 Hukum Termodinamika.....	18
2.9 Tinggi – Tekan ( <i>Head</i> ) .....	19
2.10 Persamaan Bernoulli.....	21
2.11 <i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa.....	23
2.11.1 <i>Head</i> Statis .....	24
2.11.2 <i>Head</i> Dinamis.....	27
2.12 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH) .....	32
2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH <sub>A</sub> ).....	32
2.12.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH <sub>R</sub> ).....	32
2.13 Kurva Karakteristik Pompa .....	33
2.13.1 Karakteristik Utama .....	33
2.13.2 Karakteristik Kerja .....	34
2.13.3 Karakteristik Universal.....	34
2.13.4 Titik Operasi Pompa.....	35
2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Head dan Kapasitas .....	36
2.15 Daya Penggerak.....	37
2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP) .....	37
2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller .....	38
2.15.3 Daya Poros (P <sub>shaft</sub> ).....	38
2.15.4 Nominal Penggerak Mula.....	39
2.16 Sistem Perpipaan .....	40
2.16.1 Material Pipa .....	41
2.16.2 Kode dan Standar Pipa .....	42
2.17 Software <i>Pipe Flow Expert</i> .....	42
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>	<b>45</b>
3.1 Data-Data .....	45
3.1.1 Data Pompa .....	45
3.1.1.1 Pompa <i>Intake</i> .....	45
3.1.1.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	45
3.1.2 Data Fluida .....	46
3.1.3 Data Pipa .....	46
3.1.3.1 Pipa Pompa <i>Intake</i> .....	46
3.1.3.2 Pipa Pompa <i>Backwash</i> .....	47

3.1.4 Data Perencanaan Pompa <i>Intake</i> dan <i>Backwash</i> .....	48
3.2 Studi Literatur.....	49
3.3 Pengambilan Data.....	49
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida .....	49
3.5 Perhitungan.....	50
3.6 Pemilihan Pompa.....	50
3.7 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	50
3.7.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis.....	50
3.7.2 Diagram Alir Pemograman Perhitungan Numerik .....	53
3.7.3 Langkah Langkah Pembuatan Instalasi Pada <i>PFE</i> .....	54
<b>BAB IV PERHITUNGAN .....</b>	<b>59</b>
4.1 Pengertian Umum.....	59
4.2 Kebutuhan Fluida Air ( $H_2O$ ) .....	59
4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Air Bersih.....	59
4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa <i>Intake</i> .....	59
4.3.1.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction .....	59
4.3.1.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge .....	61
4.3.1.3 Perhitungan <i>Head Statis</i> .....	63
4.3.1.4 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i> .....	64
4.3.1.5 Perhitungan <i>Head Loss Minor</i> .....	69
4.3.1.6 Perhitungan <i>Head Loss Total</i> .....	71
4.3.1.7 Perhitungan <i>Head Dinamis</i> .....	71
4.3.1.8 Perhitungan <i>Head Efektif Instalasi</i> .....	72
4.3.2 Perhitungan Head Efektif Pompa <i>Backwash</i> .....	72
4.3.2.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction .....	72
4.3.2.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge .....	74
4.3.2.3 Perhitungan <i>Head Statis</i> .....	76
4.3.2.4 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i> .....	77
4.3.2.5 Perhitungan <i>Head Loss Minor</i> .....	81
4.3.2.6 Perhitungan <i>Head Loss Total</i> .....	83
4.3.2.7 Perhitungan <i>Head Dinamis</i> .....	84
4.3.2.8 Perhitungan <i>Head Efektif Instalasi</i> .....	84
4.3.3 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP) .....	85
4.3.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	85

4.3.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	85
4.3.4 Perhitungan Daya Poros .....	86
4.3.4.1 Pompa <i>Intake</i> .....	86
4.3.4.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	87
4.3.5 Daya Nominal Penggerak Mula .....	89
4.3.5.1 Pompa <i>Intake</i> .....	90
4.3.5.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	90
4.4 Pemilihan Pompa.....	91
4.4.1 Putaran Spesifik Pompa ( $n_s$ ) .....	91
4.4.1.1 Pompa <i>Intake</i> .....	91
4.4.1.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	92
4.4.2 Pemilihan Jenis Pompa.....	93
4.4.2.1 Pompa <i>Intake</i> .....	93
4.4.2.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	94
4.4.3 Pemilihan Pompa pada Brosur .....	95
4.4.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	95
4.4.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	96
4.4.4 Net Positive Suction Head Available ( $NPSH_A$ ).....	96
4.4.4.1 Pompa <i>Intake</i> .....	97
4.4.4.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	99
4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software <i>PFE</i> 100	
4.5.1 Langkah permodelan dan simulasi dengan <i>software</i> .....	100
4.5.2 Perhitungan Secara Permodelan Numerik.....	101
4.5.2.1 Pompa <i>Intake</i> .....	101
4.5.2.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	103
4.5.3 Perbandingan Head ( $H_{eff}$ ) dengan Head ( $H_{eff\ PFE}$ ).....	104
4.5.3.1 Pompa <i>Intake</i> .....	104
4.5.3.2 Pompa <i>Backwash</i> .....	105
<b>BAB V KESIMPULAN.....</b>	<b>107</b>
5.1 Kesimpulan.....	107
5.2 Saran .....	108

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**  
**BIODATA PENULIS**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi pompa .....	6
Gambar 2.2 Klasifikasi pompa <i>positive displacement</i> .....	7
Gambar 2.3 Klasifikasi pompa <i>non positive displacement</i> .....	8
Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal .....	10
Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal .....	12
Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida .....	13
Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa .....	15
Gambar 2.8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur .....	18
Gambar 2.9 Metode mengukur <i>head</i> .....	20
Gambar 2.10 Kontrol volume dan koordinat untuk analisis aliran energy yang melewati elbow 90 <sup>0</sup> .....	21
Gambar 2.11 <i>Head</i> efektif instalasi .....	24
Gambar 2.12 Instalasi <i>suction lift</i> .....	26
Gambar 2.13 Instalasi <i>suction head</i> .....	27
Gambar 2.14 <i>Moody Diagram</i> .....	30
Gambar 2.15 Karakteristik utama .....	33
Gambar 2.16 Karakteristik kerja .....	34
Gambar 2.17 Karakteristik universal .....	35
Gambar 2.18 Titik operasi pompa .....	36
Gambar 2.19 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa..	37
Gambar 2.20 Putaran spesifik dan bentuk <i>impeller</i> .....	38
Gambar 2.21 Efisiensi standar pompa .....	39
Gambar 2.22 Penampang pipa software <i>pipe flow expert</i> .....	43
Gambar 3.1 Skema pompa <i>Intake</i> dan <i>Backwash</i> pipeline .....	48
Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan manual .....	52
Gambar 3.3 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i> .....	53
Gambar 3.4 Mengubah Unit satuan pada <i>pipe flow expert</i> .....	54
Gambar 3.5 Mengubah material pipa pada <i>pipe flow expert</i> ...	54
Gambar 3.6 Mengubah diameter NPS pada <i>pipe flow expert</i> ..	55
Gambar 3.7 Mengubah fluida dan temperatur pada <i>pipe flow expert</i> .....	55
Gambar 3.8 Pembuatan gambar instalasi sesuai kondisi .....	56
Gambar 3.9 Mengubah <i>fitting</i> pada <i>pipe flow expert</i> .....	56

Gambar 3.10 Mengubah kondisi batas reservoir pada <i>pipe flow expert</i> .....	57
Gambar 3.11 Menambahkan pompa pada <i>pipe flow expert</i> .....	57
Gambar 3.12 Perhitungan pada <i>pipe flow expert</i> .....	58
Gambar 3.13 Hasil perhitungsn pada <i>pipe flow expert</i> .....	58
Gambar 4.1 Skema <i>suction lift</i> pompa.....	63
Gambar 4.2 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i> ....	66
Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i> ..	68
Gambar 4.4 Skema <i>suction lift</i> pompa.....	76
Gambar 4.5 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i> ....	79
Gambar 4.6 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i> ..	81
Gambar 4.7 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi....	87
Gambar 4.8 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi....	88
Gambar 4.9 Putaran spesifik <i>impeller</i> .....	92
Gambar 4.10 Putaran spesifik <i>impeller</i> .....	93
Gambar 4.11 Grafik pemilihan pompa.....	93
Gambar 4.12 Grafik pemilihan pompa.....	94
Gambar 4.13 Performance chart 4-pole ebara end suction volute pump.....	95
Gambar 4.14 Performance chart 4-pole ebara colse coupled pump.....	96
Gambar 4. 15 Performance curve ebara end suction volute pump.....	97
Gambar 4. 16 Performance curve ebara colse coupled pump..	99
Gambar 4.17 Instalasi pompa <i>Intake</i> dengan menggunakan software <i>pipe flow expert</i> .....	101
Gambar 4.18 Instalasi pompa <i>Intake</i> setelah di <i>calculate</i> .....	102
Gambar 4.19 Hasil setelah di <i>calculate</i> .....	102
Gambar 4.20 Instalasi pompa <i>Backwash</i> dengan menggunakan software <i>pipe flow expert</i> .....	103
Gambar 4.21 Instalasi pompa <i>Backwash</i> setelah di <i>calculate</i> ..	103
Gambar 4.22 Hasil setelah di <i>calculate</i> .....	104

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i> .....	31
Tabel 2.2 Faktor cadangan.....	40
Tabel 2.3 Efisiensi transmisi.....	40
Tabel 3.1 <i>Fitting</i> dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan..	46
Tabel 3.2 <i>Fitting</i> dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan..	47
Tabel 3.3 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	50
Tabel 4.1 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	60
Tabel 4.2 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	62
Tabel 4.3 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>suction</i> .....	69
Tabel 4.4 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>discharge</i> ...	70
Tabel 4.5 Perhitungan <i>head loss total</i> .....	71
Tabel 4.6 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	73
Tabel 4.7 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	74
Tabel 4.8 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>suction</i> .....	82
Tabel 4.9 Perhitungan <i>head loss minor</i> pada pipa <i>discharge</i> ...	83
Tabel 4.10 Perhitungan <i>head loss total</i> .....	83
Tabel 4.11 Faktor cadangan.....	89
Tabel 4.12 Efisiensi transmisi.....	90



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Air bersih merupakan salah satu kebutuhan yang utama bagi semua manusia. Karena hampir segala aktivitas masyarakat manapun memerlukan air bersih. Manusia membutuhkan air bersih untuk menjamin kelangsungan hidupnya, baik pemenuhan kebutuhan air minum, pemenuhan MCK (Mandi, Cuci, Kakus), pemenuhan kebutuhan industri, dan pemenuhan kebutuhan lainnya. Salah satu tempat yang menjadi sumber air adalah sungai. Namun sekarang ini tingkat pencemarannya air sungai sangat tinggi. Jangankan dikonsumsi, untuk kebutuhan sehari-hari saja rasanya tidak layak dan tentunya akan sangat membahayakan bagi kesehatan. Bahaya yang bisa terjadi apabila mengkonsumsi air sungai yang tercemar yaitu diare, gondok, gatal-gatal, gagal ginjal bahkan sampai kanker yang bisa menyebabkan kematian.

Pompa adalah jenis mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain menggunakan pipa. dengan caramenambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung kontinyu. Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian hisap (suction) dan bagian tekan (discharge). Perbedaan tekanan tersebut dihasilkan dari sebuah mekanisme putaran roda impeler yang membuat keadaan sisi hisap nyaris vakum. Perbedaan tekanan inilah yang mengisap cairan sehingga dapat berpindah dari suatu reservoir ke tempat lain.

Asrama mahasiswa suatu bangunan tempat tinggal bagi mahasiswa selama menuntut ilmu yang biasa berlokasi di dekat instansi tertentu yang sesuai dengan target penghuni yang dimaksud, dengan tujuan dapat meningkatkan prestasi akademik dan belajar untuk berinteraksi sosial sebagai usaha pengembangan kepribadian mahasiswa (Gata, 2012). Banyak dari perguruan tinggi yang menyediakan fasilitas asrama mahasiswa ini. Salah satunya Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Dengan menetapnya

mahasiswa di asrama kampus mereka pun membutuhkan air bersih layaknya masyarakat biasa yang digunakan untuk keperluan sehari-hari.

Oleh karena itu, instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* sengaja dirancang untuk mengembalikan fungsi sungai yang mampu menyediakan air bersih. Cara kerja pompa *Intake* dan *Backwash* ini yaitu melalui proses penjernihan air kotor dapat diubah menjadi air bersih untuk kebutuhan sehari-hari. Sehingga mahasiswa asrama bisa mengolahnya tanpa takut lagi akan bahaya air kotor.

## 1.2 Rumusan Masalah

Pada instalasi pompa *Intake* di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya digunakan dua buah pompa sentrifugal *Single Stage*, namun hanya satu pompa saja yang dioperasikan dan pompa satunya tidak dioperasikan (*stand by*) untuk pompa *Backwash* selalu dioperasikan tetapi hanya dengan membuka salah satu *valve* yang menuju *discharge reservoir tank*. Pada instalasi perpipaan pompa sentrifugal, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Kecepatan aliran baik di sisi *suction* maupun *discharge* harus sesuai dengan *range* yang ada. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini penulis ingin mempelajari Perencanaan Instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* pada Produksi Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Hal ini terkait dengan bagaimana *head efektif* instalasi, kapasitas, daya serta pemilihan pompa yang digunakan.

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada Perencanaan Instalasi *Intake & Backwash pump* pada Asrama ITS.
2. Fluida kerja dalam proses adalah Air dengan suhu konstan 30°C.

3. Kapasitas yang dihasilkan *Intake pump* adalah 13 L/Sec.
4. Kapasitas yang dihasilkan *Backwash pump* adalah 2 L/Sec.
5. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
6. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.
7. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

#### **1.4 Tujuan Penulisan**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- a. Menghitung pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan.
- b. Menghitung head efektif instalasi pompa.
- c. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
- d. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan numeric dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

#### **1.5 Manfaat Penulisan**

Dengan dilakukannya pemilihan pompa *Intake* dan *Backwash* ini diharapkan :

- a. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa pompa *Intake* dan pompa *Backwash* pada Produksi Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- b. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tugas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
- c. Menambah pembendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

#### **1.6 Sistematika Penulisan**

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

#### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan,

tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

## BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa dan pengenalan *Software Pipe Flow Expert*.

## BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum, perhitungan manual serta perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

## BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

## BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

## LAMPIRAN

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Tinjauan Umum Pompa**

Pompa merupakan salah satu peralatan yang digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat lain yang mempunyai tekanan atau perbedaan peletakan posisi tertentu, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksud-maksud tertentu dalam suatu proses.

Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang digunakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

##### **2.1.1 *Intake Pump***

Pompa *Intake* adalah centrifugal pump single stage, yaitu terdiri dari satu impeller dan satu casing.

Pada pompa *Intake* ini mengalirkan fluida air sungai dengan temperature 30°C dari Sungai menuju *Discharge reservoir tank*.

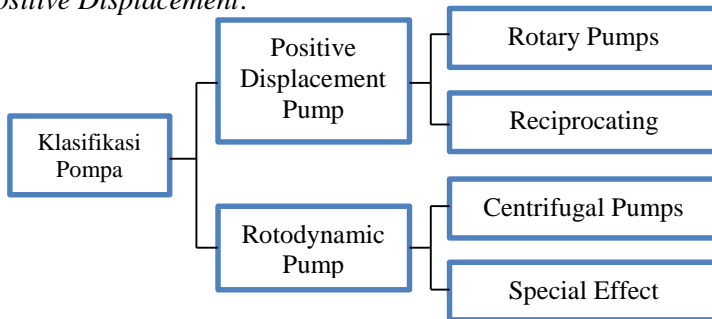
##### **2.1.2 *Backwash Pump***

Pompa *Backwash* adalah centrifugal pump single stage, yaitu terdiri dari satu impeller dan satu casing.

Pada pompa *Backwash* ini mensirkulasikan fluida air bersih dengan temperature 30°C dari *Suction reservoir tank* menuju *Discharge reservoir tank*.

## 2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



**Gambar 2.1** Klasifikasi Pompa Berdasarkan Cara Mentransfer Fluida Igor J. Karassik, 1960.

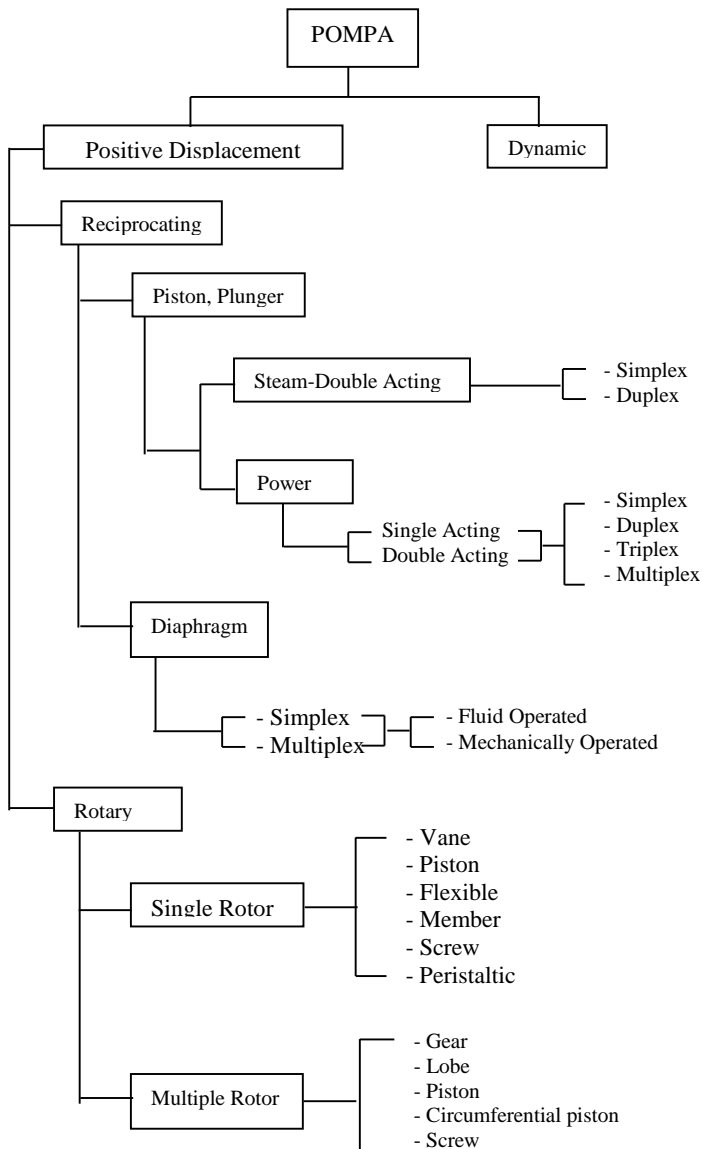
### 2.2.1 *Positive Displacement Pump*

*Positive displacement pump* adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa positive displacement adalah sebagai berikut :

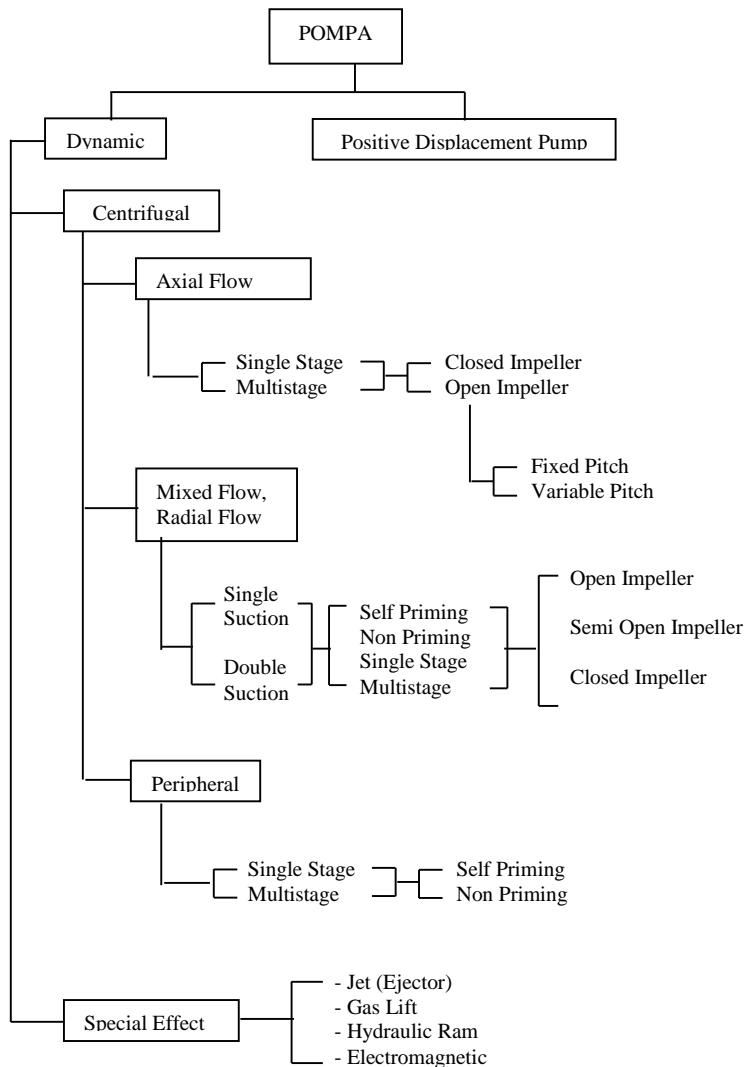
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* dan pompa *rotary*. Berikut ini adalah klasifikasi dari tiap pompa.



**Gambar 2.2** Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*  
Igor J. Karassik, 1960.

**2.2.2 Non Positive Displacement**



**Gambar 2.3** Klasifikasi Pompa *Non Positive Displacement*  
Igor J. Karassik, 1960.



Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* sebagai berikut :

1. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
2. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut.

### 2.3 Pompa Sentrifugal

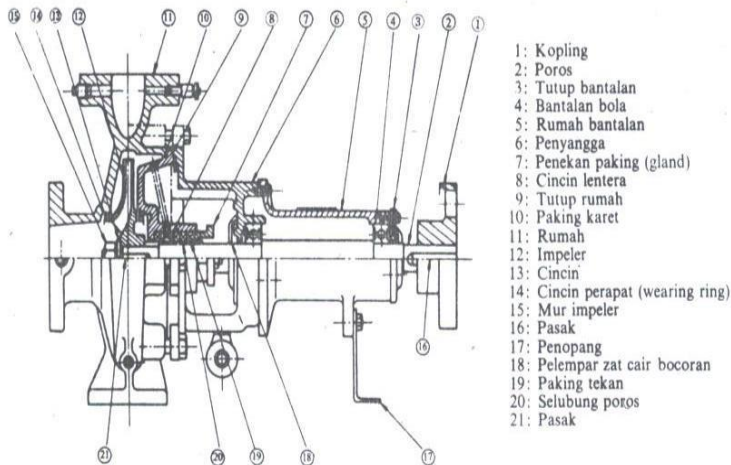
Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran *impeller*, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

### 2.4 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



**Gambar 2.4** Bagian Pompa Sentrifugal  
 Sularso Tahara Haruo, 2006.

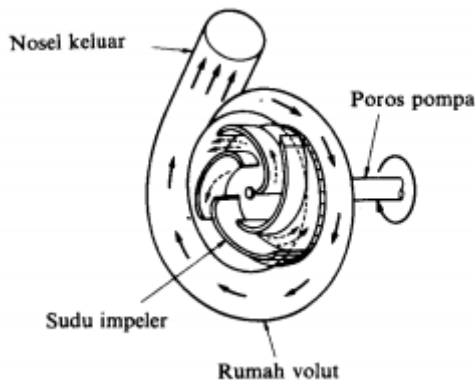
Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- *Stuffing Box*, berfungsi untuk menerima kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*.
- *Packing*, digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.
- *Shaft*, berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan *impeller* dan bagian-bagian berputar lainnya.

- *Shaft Sleeve*, berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*.
- *Vane*, sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*.
- *Casing wearing ring*, berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.
- *Discharge Nozzle*, berfungsi untuk mengeluarkan cairan dari *impeller*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

## 2.5 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.5, *impeller* digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar *impeller* yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam *impeller* akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati *impeller* dari pompa sentrifugal :



**Gambar 2.5** Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

Keuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa Reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau Lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Centrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

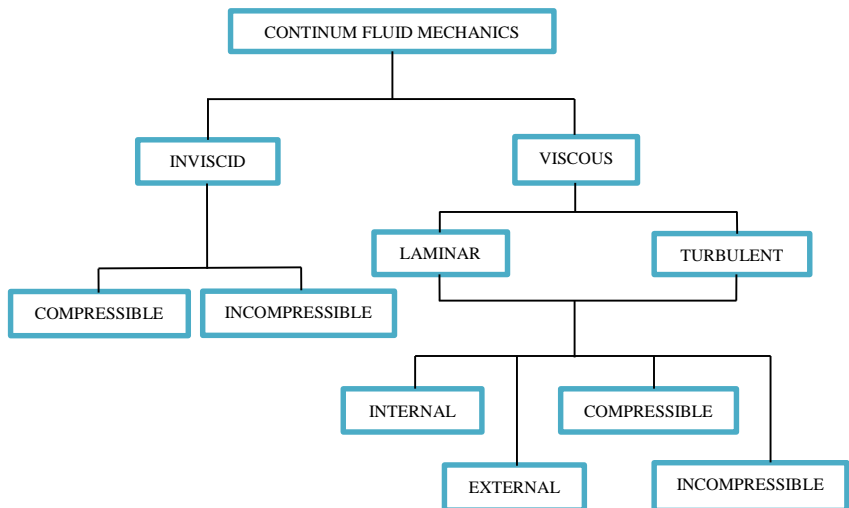
1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.

2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. memerlukan priming untuk menggerakkannya.

## 2.6 Jenis Aliran *Fluida*

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



**Gambar 2.6** Klasifikasi jenis fluida  
Fox and McDonald's, 2010.

### 2.6.1 Aliran Viscous

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ( $\mu > 0$ ). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

### 2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

$Re$  = bilangan *Reynold*

$\bar{V}$  = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

$D$  = diameter dalam pipa (m)

$\nu$  = *viskositas kinematik* zat cair (m<sup>2</sup>/s)

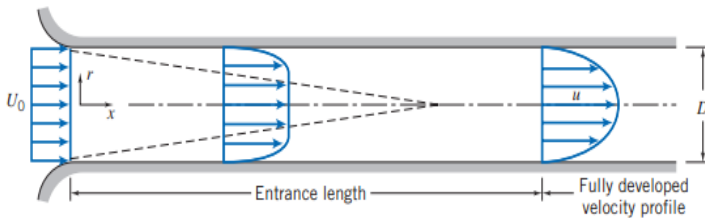
Bila :  $Re \leq 2300$ , aliran bersifat *laminar*  
 $2300 \leq Re \leq 4000$ , aliran bersifat *transisi*  
 $Re \geq 4000$ , aliran bersifat *turbulen*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

### 2.6.3 Aliran Internal

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



**Gambar 2.7** Profil kecepatan aliran memasuki pipa  
 Fox and McDonald's, 2010.

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan  $U_0$ . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah

berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

$\bar{V}$  ini tentunya harus bernilai sama dengan  $U_0$ . Jadi, nilai  $\bar{V} = U_0$  = konstan. Panjang *entrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$  adalah kecepatan rata-rata.

- Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa  $Re < 2300$ , maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Ref: Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu  $\pm 25$  sampai 40 kali diameter pipa.

## 2.6.4 Aliran *Incompressible*

Aliran Inkompresibel adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada *density*/ massa jenis (P), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak berpengaruh secara signifikan contoh adalah fluida cair ( $\rho_1 = \rho_2$ )

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)



$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

$\bar{v}$  = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi local

Untuk *mach number* < 0.3 adalah aliran *Incompressible*. Sedangkan untuk mach number > 0,3 adalah aliran *compressible*.

## 2.7 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah *Incompressible*
- Aliran fluida kerjanya adalah *steady state*

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t}} \int_{CV} \cancel{\rho} \cdot d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Menjadi,

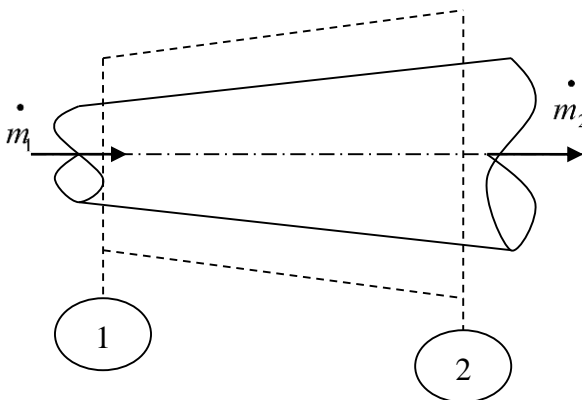
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegrasikan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

**Atau**

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



**Gambar 2.8** Persamaan kontinuitas dengan volume atur

Dimana :

$\rho$  = density (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$A$  = Luas penampang (m<sup>2</sup>)

## 2.8 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[ \frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \quad (2.3)$$

Dari persamaan 2.3 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Dimana:

$\dot{W}_{shaft}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

$\dot{W}_{normal}$  = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

$\dot{W}_{shear}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

$\dot{W}_{other}$  = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

## 2.9 Tinggi - Tekan (*Head*)

*Head* / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

a. *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

b. *Head* Kecepatan / Kinetik

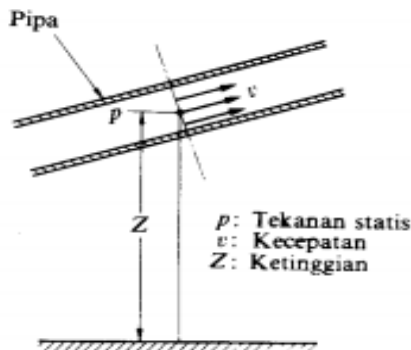
Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan

dengan persamaan  $\frac{\overline{V}^2}{2.g}$ .

c. *Head* Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan  $\frac{P}{\gamma}$ .

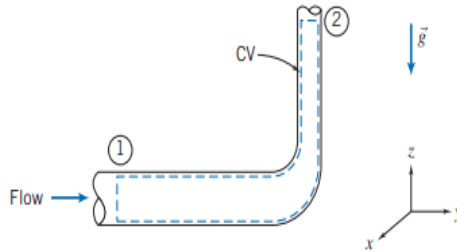
Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :



**Gambar 2.9** Metode Mengukur *Head*

## 2.10 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



**Gambar 2.10** Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90°

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1.  $\dot{W}_s = 0$  ,  $\dot{W}_{other} = 0$
2.  $\dot{W}_{shear} = 0$  ( meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol )
3. *Steady Flow* ( $\forall = 0$ )
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi di atas, maka persamaan 2.6 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left( \int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right) \quad (2.7)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik ( $\alpha$ ).

Maka persamaan 2.7 Menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{W}{\dot{m} \cdot g} = \left( \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.8)$$

Dimana :

$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m}$  = kerugian energi dalam karena energi panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran ( $H_{\text{loss}}$ ).

Bila persamaan 2.8 dikalikan dengan  $\frac{1}{g}$  maka persamaan menjadi :

$$\left( \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.9)$$

Dengan asumsi aliran *turbulence* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 1$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$Head = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left( \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.10)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$Head = \left( \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.11)$$

Dimana :

$P_1$  = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

$P_2$  = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\bar{V}_1$  = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

$\bar{V}_2$  = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$  = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left( \frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

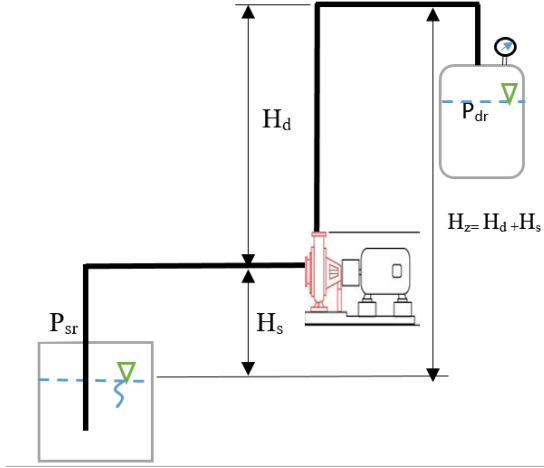
Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

## 2.11 Head Effektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$

$$H_{eff} = \left( \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left( \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.12)$$



**Gambar 2.11** Head efektif instalasi

### 2.11.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.13)$$

Dimana :

$H_{st}$  = Head Statis total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$



$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

**1. Head tekanan (*Pressure Head*)**

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.14)$$

Dimana :

$H_p$  = *Head statis* total (m)

$P_1$  = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

$P_2$  = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

$\gamma$  = berat jenis *fluida*  $\left( \frac{N}{m^3} \right)$

**2. Head ketinggian (*Elevation Head*)**

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.15)$$

Dimana :

$H_z$  = *Head elevasi* (m)

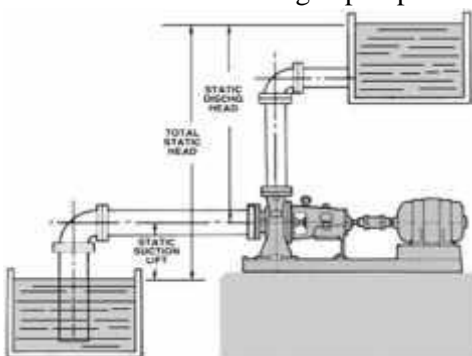
$H_d$  = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

$H_s$  = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

**a. Suction Lift**

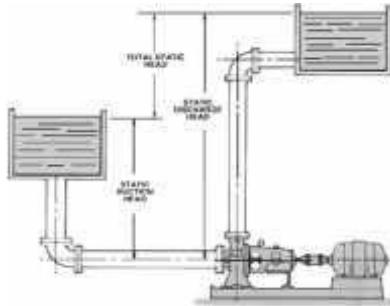
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.12 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai  $(H_d - H_s)$  bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



**Gambar 2.12** Instalasi *suction lift*  
Hicks, Pump Application Engineering, 1971.

**b. Suction Head**

*Suction head* adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.13 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai  $(H_d - H_s)$  bernilai negatif (-) , karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



**Gambar 2.13** Instalasi *Suction Head*  
Hicks, Pump Application Engineering, 1971.

### 2.11.2 Head Dinamis

*Head* dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left( \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.16)$$

Dimana :

$\sum H_{din}$  = *Head* dinamis (m)

$\sum H_{LT}$  = kerugian tinggi tekan (m)

$\bar{V}_d$  = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran *suction* (m/s)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

➤ Head dinamis terdiri dari :

1) ***Velocity Head***

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam

*discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.17)$$

Dimana :

$\bar{V}_d$  = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran *suction* (m/s)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

## 2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

*Head Loss Total* (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.18)$$

$$\sum H_{LT} = \left( f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left( K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

### 2.a) ***Head Loss Mayor***

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

### Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.19)$$

Dimana :

$H_l$  = kerugian *head* karena gesekan (m)

$f$  = faktor gesekan

$D$  = diameter pipa (m)

$\bar{V}$  = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

$g$  = gravitasi bumi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius :} \quad f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.21)$$

untuk  $3000 \leq Re \leq 100000$

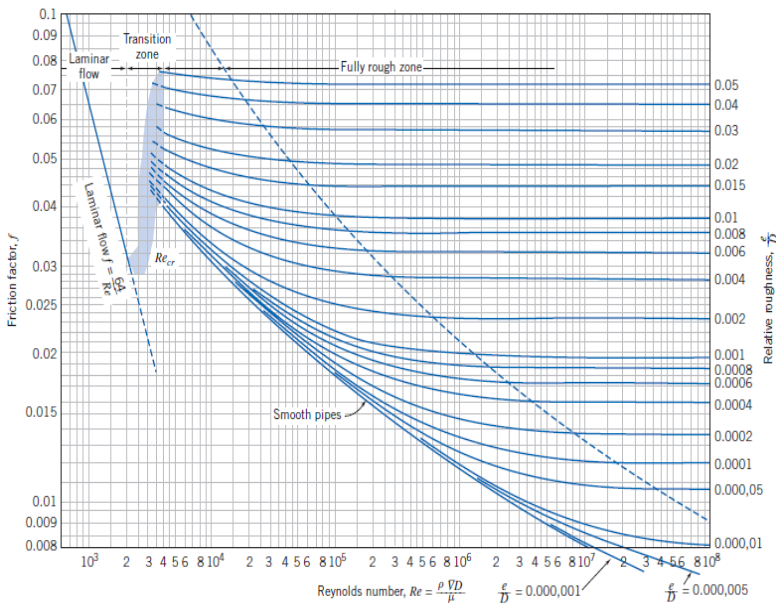
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

**Colebrook-White:**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.22)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga  $f$  dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* ( $f$ ), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* ( $Re$ ) dan  $e/d$  terhadap *friction factor* ( $f$ ).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.



**Gambar 2.14** Moody Diagram  
Fox and McDonald's, 2010.

## 2.b) *Head Loss Minor*

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :



## 2.12 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari head suction terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

### 2.12.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{l_s}$$

dimana :

NPSH<sub>A</sub> = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$  = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction  
reservoar (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$  = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature  
pemompaan (m kolom minyak)

$h_s$  = Head hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_{l_s}$  = Head loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

### 2.12.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH<sub>R</sub>)

NPSH<sub>R</sub> adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH<sub>R</sub> ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

$$NPSH_A > NPSH_R$$

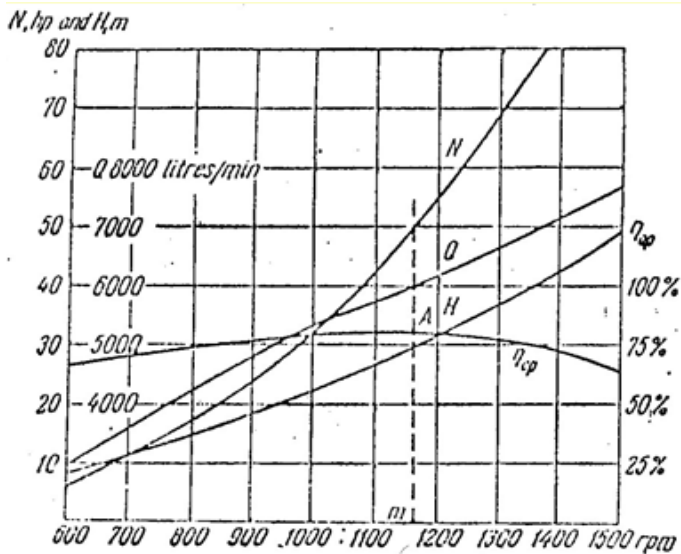


## 2.13 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* ( $H$ ), kapasitas( $Q$ ), daya pompa dan efisiensi ( $\eta$ ). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

### 2.13.1 Karakteristik Utama

Merupakan kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

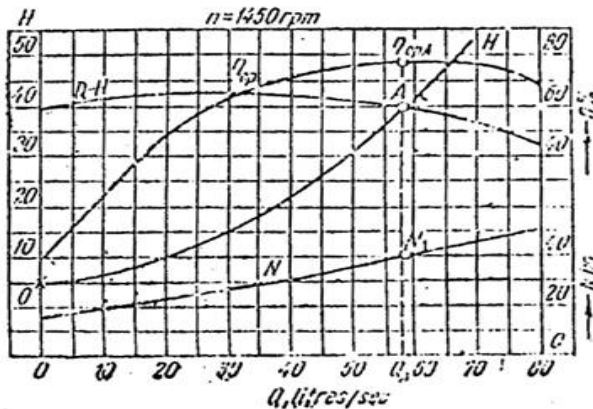


Gambar 2.15 Karakteristik Utama

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

### 2.13.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas ( $Q$ ) fungsi *head*.

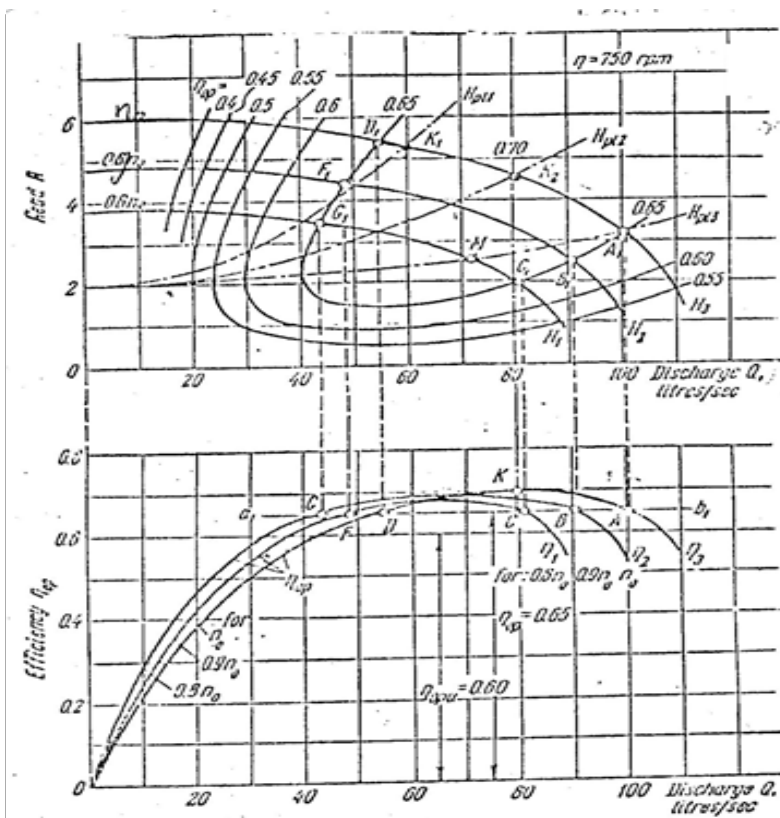


**Gambar 2.16** Karakteristik Kerja

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

### 2.13.3 Karakteristik *Universal*

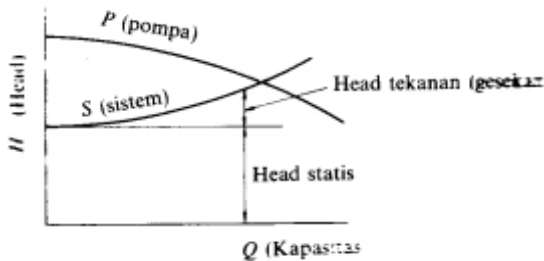
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



**Gambar 2.17** Karakteristik Universal  
Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.

#### 2.13.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada *head* tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.18 .

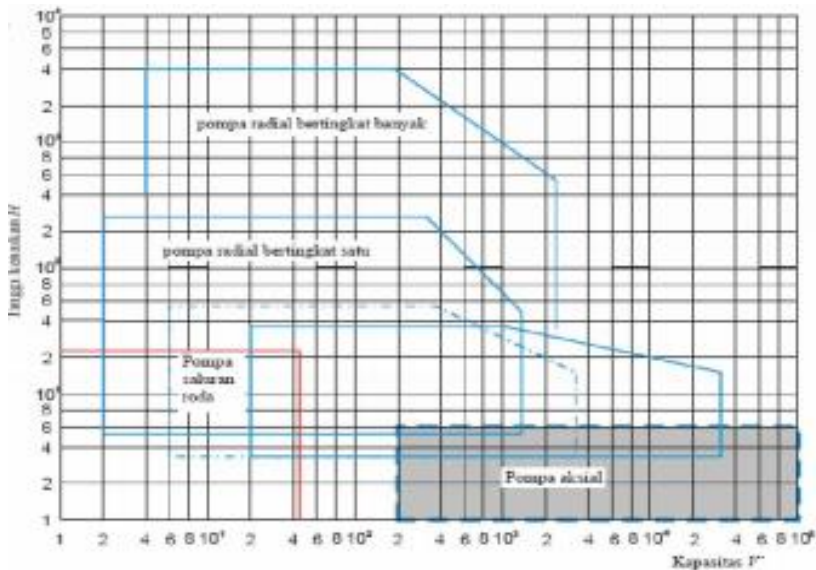


**Gambar 2.18** Titik operasi pompa  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

## 2.14 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



**Gambar 2.19** Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa  
Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, 1993, hal. 282.

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* ( *Best Efficiency Point*).

## 2.15 Daya Penggerak

### 2.15.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

$\gamma$  = Berat spesifik fluida (N/m<sup>3</sup>)

$Q_{act}$  = Kapasitas Aktual Pompa (m<sup>3</sup>/s)

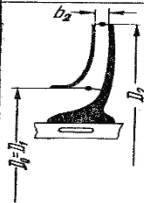
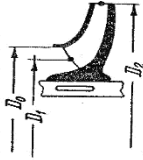
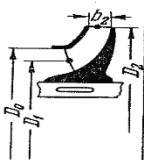
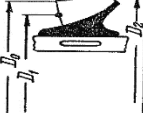
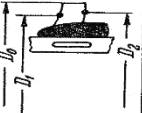
H = Head pompa (m)

### 2.15.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (Ref. Khetagurov, *Marine Auxiliary Machinery and System*)

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluid}}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

<i>Centrifugal pumps</i>			<i>Mixed-flow impeller</i>	<i>Axial-flow impeller</i>
<i>Low-speed impeller</i>	<i>Moderate-speed impeller</i>	<i>High-speed impeller</i>		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

**Gambar 2.20** Putaran spesifik dan bentuk impeller

### 2.15.3 Daya Poros ( $P_{shaft}$ )

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

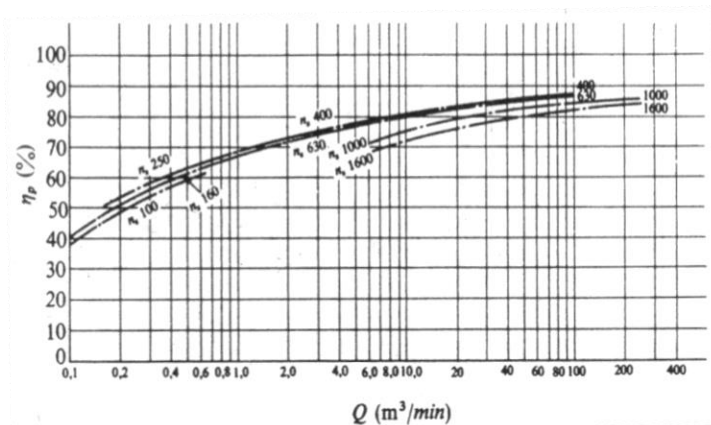
Dimana :

$P_{shaft}$  = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

$\eta_p$  = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa ( $\eta_p$ ) diberikan dalam gambar di bawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



**Gambar 2.21** Efisiensi Standar Pompa  
Sularso Tahara Haruo, 2006.

#### 2.15.4 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

$\alpha$  : Faktor Cadangan (KW)

$\eta_t$  : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

**Tabel 2.2** Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	$\alpha$
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

**Tabel 2.3** Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		$\eta_t$
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

## 2.16 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.



### **2.16.1 Material Pipa**

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut :

#### **a. Stainless Steel Pipe**

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

#### **b. Cast Iron Pipe**

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

#### **c. Carbon Steel Pipe**

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

#### **d. Alloy Steel Pipe**

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

#### **e. HDPE (High Density Polyethylene)**

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan

tensil dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (80°C).

### **2.16.2 Kode dan Standar Pipa**

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

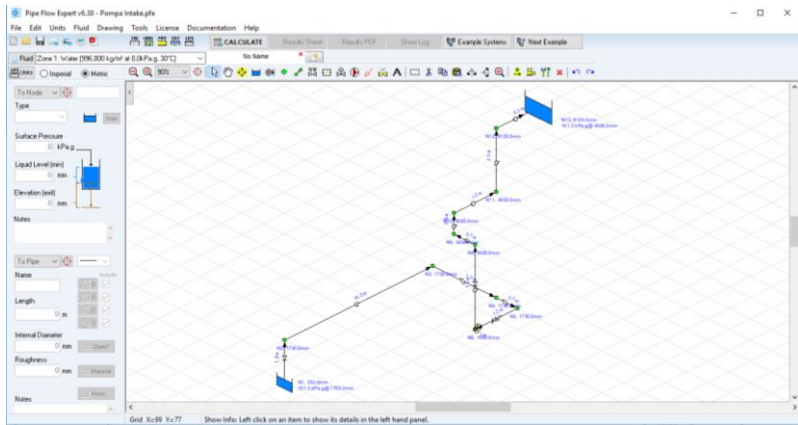
- ANSI (American National Standard Institution)
- API (American Petroleum Institution)
- ASME (American Society of Mechanical Engineering)
- ASTM (American Society for Testing and Material) JIS (Japanesse Industrial Standard)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

### **2.17 *Software Pipe Flow Expert***

*Pipe Flow Expert* merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.22 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



**Gambar 2.22** Penampang pipa software pipe flow expert

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB III METODOLOGI**

Adapun data tugas akhir ini di laksanakan pada asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* yang digunakan untuk menyalurkan air 30°C dari reservoir menuju ke tangki discharge resevoir maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

### **3.1 Data-Data**

Setelah dilakukan studi literatur untuk kebutuhan air asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya mengenai instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash*. Proses pengambilan data pada instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data yang didapat sebagai berikut

#### **3.1.1 Data Pompa**

##### **3.1.1.1 Pompa *Intake***

Merk	: <i>Ebara End Suction Volute Pump</i>
Model	: FSA
Type	: 100 × 80 FS 4 HA 5
Jenis Pompa	: <i>Centrifugal Pump</i>
Kapasitas	: 0,78 m <sup>3</sup> /min
Daya Motor	: 3,7 kW

##### **3.1.1.2 Pompa *Backwash***

Merk	: <i>Ebara Close Coupled</i>
Model	: 3D series 4
Type	: 32 – 200 / 0,55R
Jenis Pompa	: <i>Centrifugal Pump</i>
Kapasitas	: 0,12 m <sup>3</sup> /min
Daya Motor	: 0,55 kW

### 3.1.2 Data Fluida

Fluida kerja`	: Air
Temperatur kerja	: 30°
Density ( $\rho$ )	: 995,7 kg/m <sup>3</sup>
Viscositas Kinematic ( $\nu$ )	: $0,801 \times 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s
Viscositas absolut ( $\mu$ )	: $7,975 \times 10^{-4}$ Ns/m <sup>2</sup>
Vapor pressure( $P_v$ )	: 4242,825 Pa

### 3.1.3 Data Pipa

#### 3.1.3.1 Pipa Pompa Intake

Diameter pipa pada kondisi perencanaan:

- Diameter pipa *suction* : 4 inch
- Diameter pipa *discharge* : 3 inch

Panjang pipa pada kondisi perencanaan:

- Panjang pipa *suction* : 15,20 m
- Panjang pipa *discharge* : 7,02 m
- Bahan pipa : HDPE SDR 11 NPS 4

*Inch* pada *suction* dan 3 *Inch* pada *discharge*

Adapun fitting pada instalasi pompa *Intake* dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.1:

**Tabel 3.1** *Fitting* dan nilai K pada pipa kondisi perencanaan

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Foot Valve and Strainer</i>	4"	7,1	1
<i>Gate Valve</i>	4"	0,14	1
<i>Trough Tee</i>	4"	0,34	1
<i>Elbow 90°</i>	4"	0,51	3
<i>Flexible Joint</i>	4"	1,5	1
<i>Check Valve</i>	3"	1	1
<i>Gate Valve</i>	3"	0,14	1
<i>Elbow 90°</i>	3"	0,53	5
<i>Branch Tee</i>	3"	1,08	1
<i>Flexible Joint</i>	3"	1,5	1

### 3.1.3.2 Pipa Pompa *Backwash*

Diameter pipa pada kondisi perencanaan:

- Diameter pipa *suction* : 2 inch
- Diameter pipa *discharge* : 1,25 inch

Panjang pipa pada kondisi perencanaan:

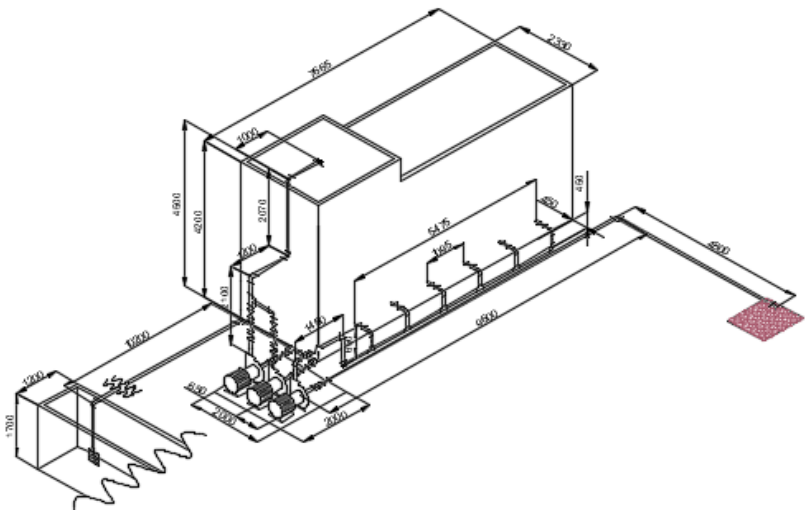
- Panjang pipa *suction* : 16,10 m
- Panjang pipa *discharge* : 9,33 m
- Bahan pipa : *HDPE SDR 11 NPS 2 Inch* pada *suction* dan *1,25 Inch* pada *discharge*

Adapun fitting pada instalasi pompa *Backwash* dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.2:

**Tabel 3.2** *Fitting* dan nilai *K* pada pipa kondisi perencanaan

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Foot Valve and Strainer</i>	2"	8	1
<i>Gate Valve</i>	2"	0,15	1
<i>Elbow 90°</i>	2"	0,57	2
<i>Flexible Joint</i>	2"	1,5	1
<i>Check Valve</i>	1,25"	1,2	1
<i>Gate Valve</i>	1,25"	0,18	1
<i>Elbow 90°</i>	1,25"	0,66	5
<i>Through Tee</i>	1,25"	0,44	5
<i>Flexible Joint</i>	1,25"	1,5	1

3.1.4 Data Perencanaan Pompa *Intake* dan Pompa *Backwash Pipeline*



**Gambar 3.1** Skema Pompa *Intake* dan Pompa *Backwash Pipeline*

Keterangan:

(Pompa *Intake*)

- Panjang pipa *suction* : 15,20 m
- Diameter pipa *suction* : 4 inch
- Panjang pipa *Discharge* : 7,02 m
- Diameter pipa *Discharge* : 3 inch
- Tekanan outlet *suction reservoir* : 1 atm
- Tekanan Inlet *Discharge Reservoir* : 1 atm

(Pompa *Backwash*)

- Panjang pipa *suction* : 16,10 m
- Diameter pipa *suction* : 2 inch
- Panjang pipa *Discharge* : 9,33 m
- Diameter pipa *Discharge* : 1,25 inch
- Tekanan outlet *suction reservoir* : 1 atm
- Tekanan Inlet *Discharge Reservoir* : 1 atm



Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

### **3.2 Studi Literatur**

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Instalasi Pompa Intake dan Pompa Backwash Untuk Air Bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya”.
- b. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

### **3.3 Pengambilan Data**

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

- a. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

- b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

### **3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida**

Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air dengan temperature 30°C ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

**Tabel 3.3** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*  
(Sumber: *System Manual Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.*)

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Lines	0,9	1,8

Untuk jenis fluida kerja air dengan temperature 30°C. Jadi, kecepatan aliran yang diijinkan untuk *discharge* maupun *suction* pompa seperti yang tertera pada tabel.

### 3.5 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V) pada masing-masing instalasi pipa, head instalasi pompa (*Headloss mayor* ( $H_l$ ) dan *Headloss minor* ( $H_{lm}$ ), *Net Positive Suction Head Available* (NPSH<sub>A</sub>), putaran spesifik pompa ( $n_s$ ) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan secara manual dan dengan *software Pipe Flow Expert*.

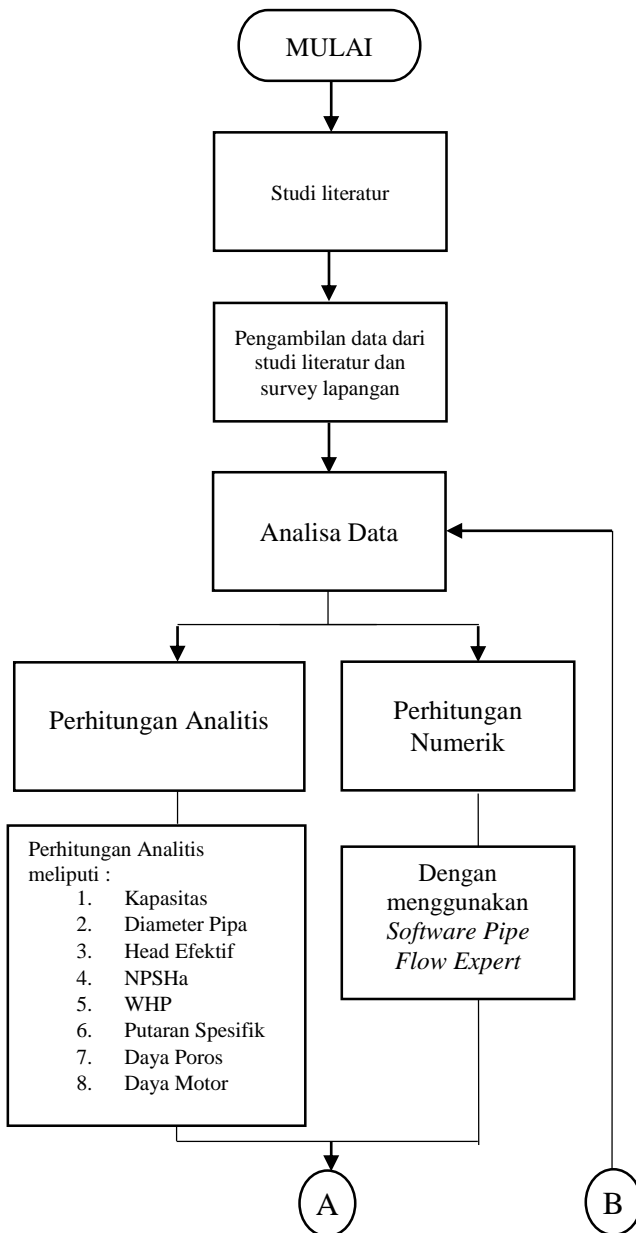
### 3.6 Pemilihan Pompa

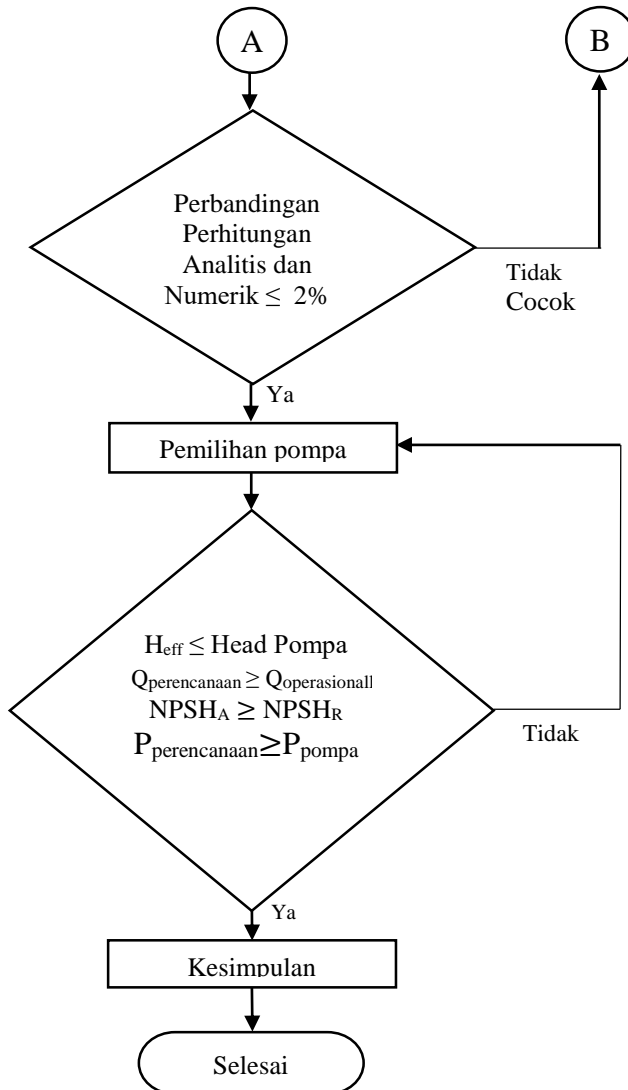
Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *head* efektif instalasi ( $H_{eff}$ ), daya pompa dan efisiensi ( $\eta$ ).

### 3.7 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

#### 3.7.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :

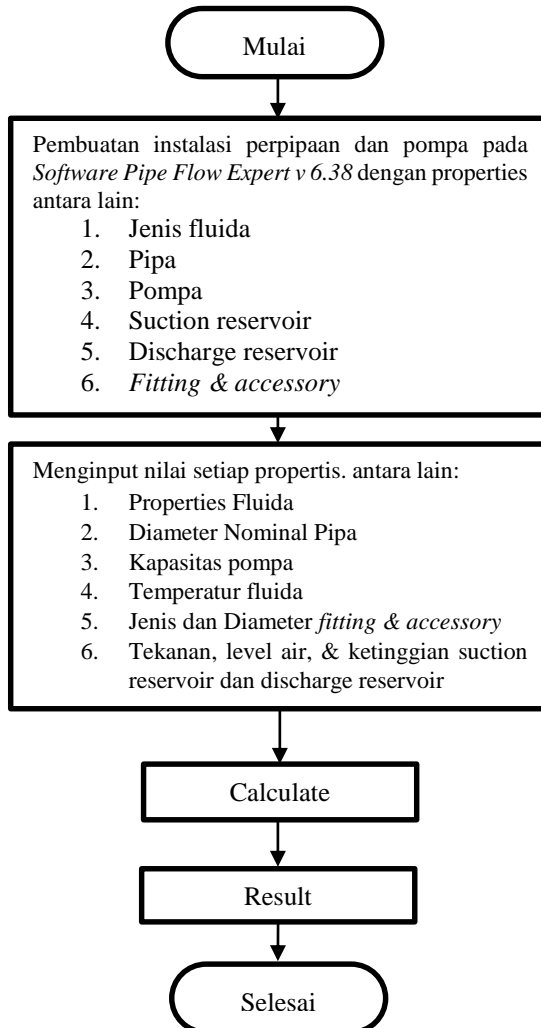




**Gambar 3.2** Diagram Alir Perhitungan Manual

### 3.7.2. Diagram Alir Perhitungan Numerik

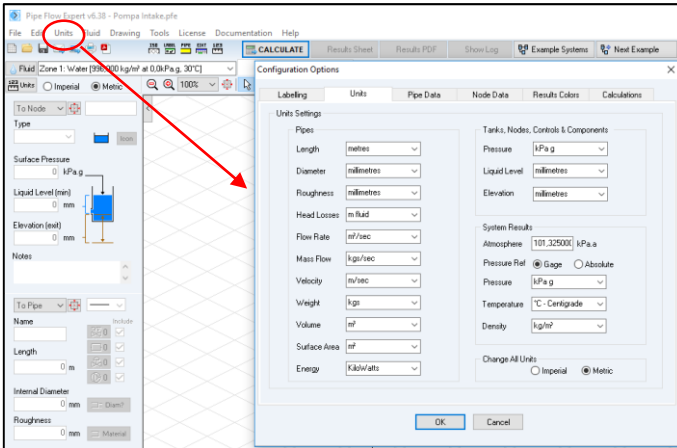
Adapun langkah-langkah perhitungan numeric dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



**Gambar 3.3** Diagram Alir Pemrograman *Pipe Flow Expert*

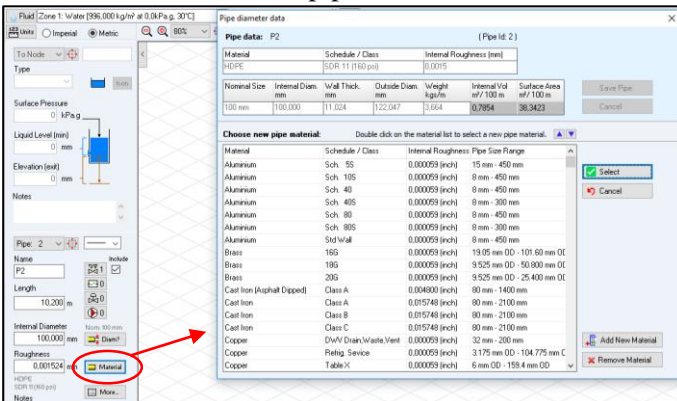
### 3.7.3 Langkah- langkah Pembuatan Instalasi pada *Software Pipe Flow Expert*

- Membuka jendela aplikasi *Pipe Flow Expert*
- Menentukan unit satuan yang akan digunakan dalam proses perhitungan



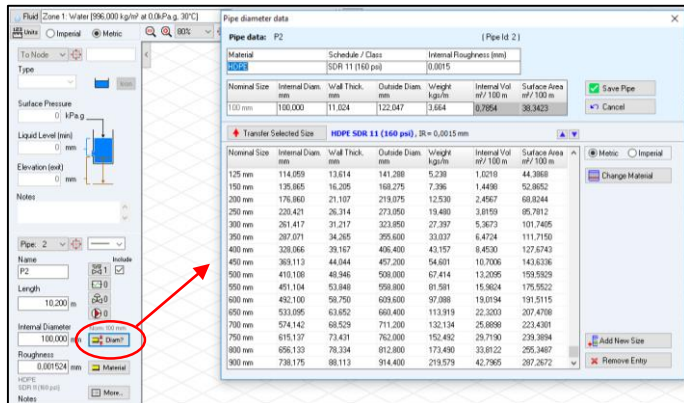
**Gambar 3.4** Mengubah Unit Satuan pada *Pipe Flow Expert*

- Pemilihan material pipa



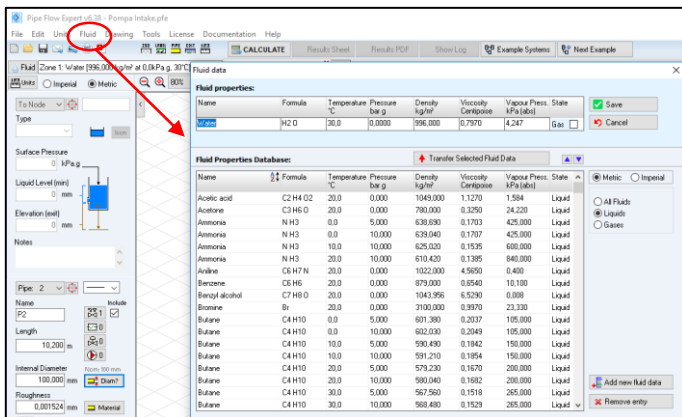
**Gambar 3.5** Mengubah Material Pipa pada *Pipe Flow Expert*

#### d. Pemilihan diameter NPS



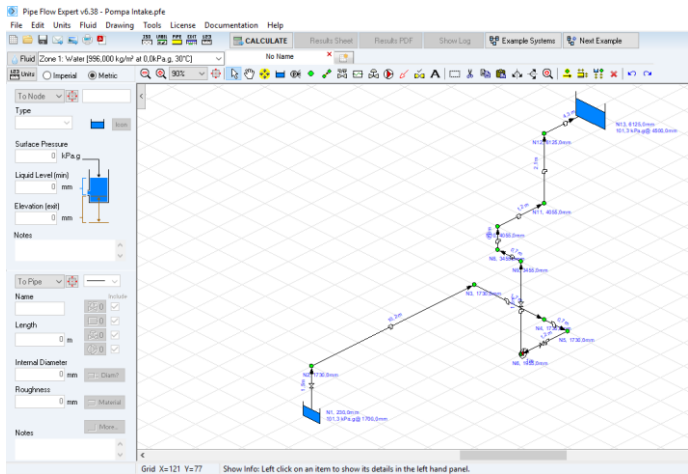
**Gambar 3.6** Mengubah Diameter NPS pada *Pipe Flow Expert*

#### e. Pemilihan fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah “fluid”



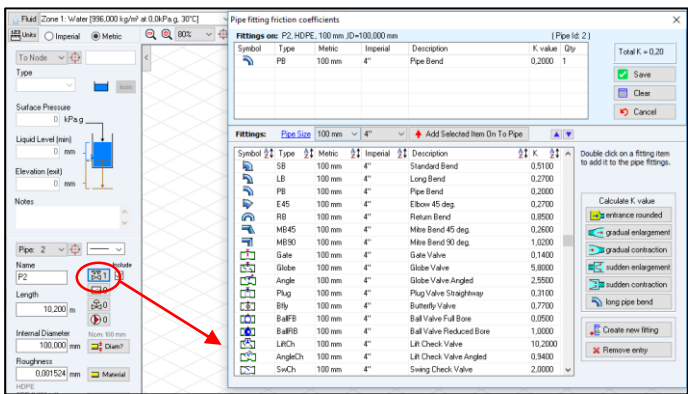
**Gambar 3.7** Mengubah Fluida dan Temperatur pada *Pipe Flow Expert*

f. Membuat gambar instalasi perpipaan sesuai kondisi



Gambar 3.8 Pembuatan gambar instalasi sesuai kondisi

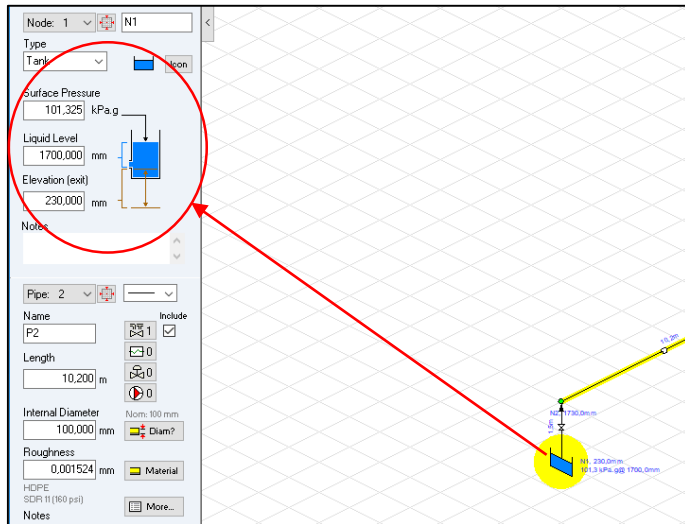
g. Penambahan *Fitting*



Gambar 3.9 Mengubah *Fitting* pada *Pipe Flow Expert*

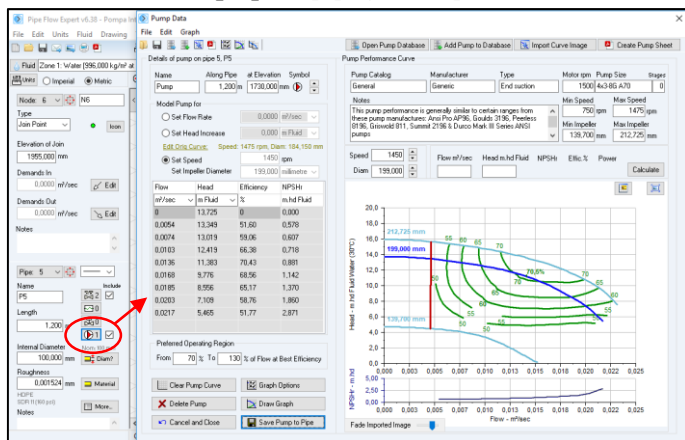


## h. Pengaturan kondisi batas reservoir pada *Pipe Flow Expert*



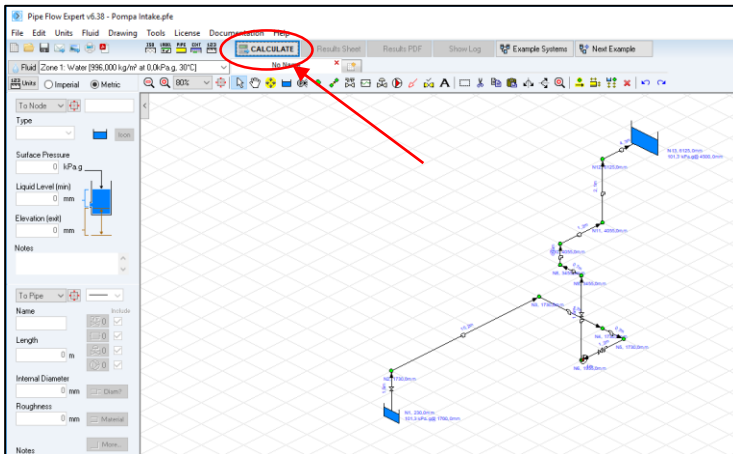
**Gambar 3.10** Mengubah Kondisi Batas Reservoir pada *Pipe Flow Expert*

## i. Penambahan Pompa pada *pipe flow expert*



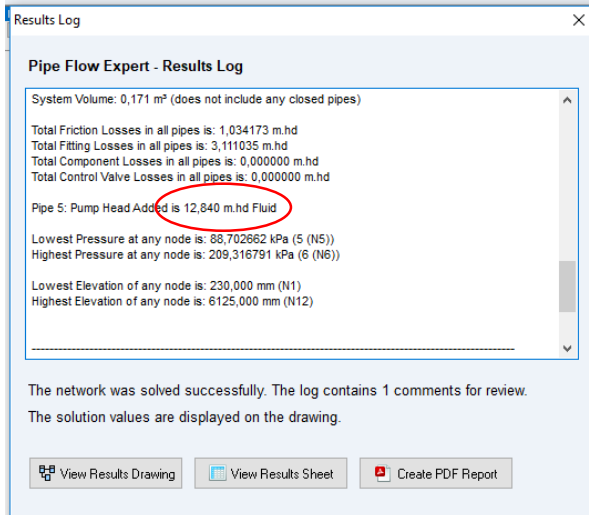
**Gambar 3.11** Menambahkan Pompa pada *Pipe Flow Expert*

## j. Perhitungan Pipe Flow



**Gambar 3.12** Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

## k. Hasil perhitungan



**Gambar 3.13** Hasil Perhitungan pada *Pipe Flow Expert*

## **BAB IV PERHITUNGAN**

Pada bab berikut ini akan dijelaskan perhitungan dan perencanaan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan instalasi pompa *Intake* dan pompa *Backwash* untuk kebutuhan air bersih di Asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

### **4.1 Pengertian Umum**

Sistem perpipaan pada instalasi pompa *Intake* ini berfungsi untuk memompakan fluida air dengan temperatur 30°C dari sungai menuju ke *discharge reservoir tank*. Sedangkan untuk sistem perpipaan pada instalasi pompa *Backwash* berfungsi memompakan fluida air dengan temperature 30°C dari *suction reservoir tank* menuju ke *discharge reservoir tank*

### **4.2 Kebutuhan Fluida Air (H<sub>2</sub>O)**

Untuk memperkirakan besarnya kebutuhan air di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, perhitungan kapasitas pompa ini didasarkan pada kapasitas pengoperasian satu pompa sentrifugal dan dengan satu pompa lain ( stand by), sebesar 13 l/sec ketika pompa bekerja, untuk pompa *Intake*. Sedangkan untuk pompa *Backwash* sebesar 2 l/sec ketika pompa bekerja.

### **4.3 Perhitungan sistem Distribusi air bersih**

Perhitungan ini dilakukan dengan cara melakukan perhitungan Head Efektif Instalasi Kondisi Perencanaan dimana dari perhitungan tersebut akan dilakuan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

#### **4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa Intake**

##### **4.3.1.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Suction**

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa.

Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.1** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 13 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 13 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_s^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_s^2}$$

$$D_s^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_s = 0.1 \text{ m}$$

$$D_s = 0.1 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0.0254 \text{ m}} \\ = 3.93 \text{ inchi} \cong 4 \text{ inchi}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 100 mm atau 4 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,092 \text{ m}$ .

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,092\text{m})^2} = 1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 100 mm atau 4 inch *sdr 11* adalah 1,95 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,2 m/s sampai 3,0 m/s.

#### 4.3.1.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.2** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	1,2	3,0
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 13 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 13 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_d^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_d^2}$$

$$D_d^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 3.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_d = 0.0668 \text{ m}$$

$$= 0.0668 \text{ m} \times \frac{\text{inch}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$= 2.6 \text{ inch} \cong 3 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka

dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 80 mm atau 3 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,071 \text{ m}$ .

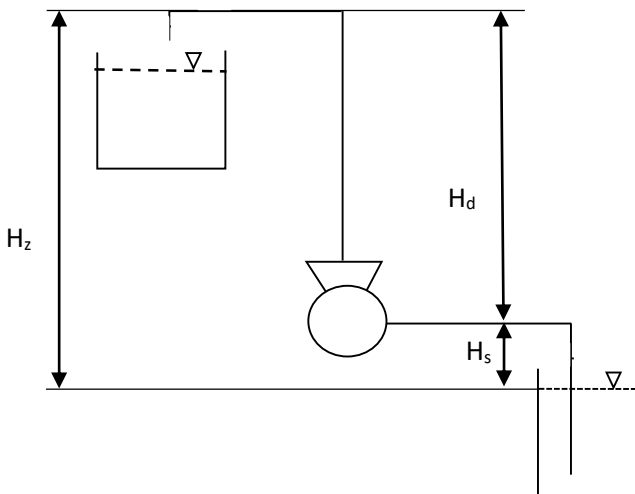
Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(13 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,071 \text{ m})^2} = 3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 80 mm atau 3 inch *sdr 11* adalah 3,28 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

#### 4.3.1.3 Perhitungan Head Statis



**Gambar 4.1** Skema *suction lift* pompa

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$  = Tekanan pada sisi *Suction Reservoir* (bar)

$P_{dr} = P_2$  = Tekanan pada sisi *Discharge reservoir* (bar)

$H_s$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

$H_d$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d + H_s$   
 $= 4,27 \text{ m} + 1,73 \text{ m}$   
 $= 6 \text{ m}$
- $G = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$

Sehingga,

$$H_{statis} = \left( \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$H_{statis} = \left( \frac{1 \text{ atm} - 1 \text{ atm}}{\gamma} \right) + 6 \text{ m}$$

$$H_{statis} = 6 \text{ m}$$

#### 4.3.1.4 Perhitungan Head Loss Mayor

##### a) Headloss Mayor pada Pipa Suction

Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$



diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Suction}} = 15,20 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,092 \text{ m}$$

$$\bar{V}_s = 1,95 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,092 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2} = 243462,699$$

Dengan :

$Re > 2300 = \text{Turbulen}$

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,092 \text{ m}} = 0,000016$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari

Colebrook equation maka untuk mendapat harga  $f$  menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0,000016	243462,6959	0,015	8,106096	8,164966	0,05887
0,000016	243462,6959	0,0151	8,108841	8,137885	0,029044
0,000016	243462,6959	0,0152	8,111567	8,111071	-0,0005
0,000016	243462,6959	0,0153	8,114274	8,084521	-0,02975
0,000016	243462,6959	0,0154	8,116964	8,05823	-0,05873
0,000016	243462,6959	0,0155	8,119635	8,032193	-0,08744
0,000016	243462,6959	0,0156	8,122289	8,006408	-0,11588

**Gambar 4.2** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pada suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar f = 0,0152

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L_{Suction}} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L_{Suction}} = 0,0152 \times \frac{15,20 \text{ m}}{0,092 \text{ m}} \times \frac{\left(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,4867 \text{ m}$$

#### **b) Headloss Mayor pada Pipa Discharge**

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s}^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 7,02 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,071 \text{ m}$$

$$\overline{V}_D = 3,28 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \cdot \overline{V} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,071 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 290756,883$$

Dengan :

Re > 2300 = Turbulen

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,071 \text{ m}} = 0,000021$$

Dengan mengetahui harga  $Re$  dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation maka untuk mendapat harga  $f$  menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga  $f$ , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0,000021	290756,8853	0,015	8,236536	8,164966	-0,07157
0,000021	290756,8853	0,0151	8,239206	8,137885	-0,10132
0,000021	290756,8853	0,0152	8,241858	8,111071	-0,13079
0,000021	290756,8853	0,0153	8,244492	8,084521	-0,15997
0,000021	290756,8853	0,0154	8,247108	8,05823	-0,18888
0,000021	290756,8853	0,0155	8,249707	8,032193	-0,21751
0,000021	290756,8853	0,0156	8,252288	8,006408	-0,24588

**Gambar 4.3** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,015$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L.Discharge} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L,Discharge} = 0,015 \times \frac{7,02 \text{ m}}{0,07 \text{ lm}} \times \frac{\left(3,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,8132 \text{ m}$$

#### 4.3.1.5 Perhitungan Head Loss Minor

*HeadLoss Minor* adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi.

##### a) HeadLoss Minor pada Pipa Suction

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

Dimana :

K = resistance coefficient

$\overline{V}_s$  = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

**Tabel 4.3** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Suction*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Foot Valve	7,1	$7,1 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 1,3760 \text{ m}$	1	1.3760 m
Through Tee	0,34	$0,34 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0648 \text{ m}$	1	0,0648 m
Elbow 90°	0,51	$0,51 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0988 \text{ m}$	3	0,2965 m
Gate Valve	0,14	$0,14 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,0271 \text{ m}$	1	0,0271 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(1,95 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 0,2907 \text{ m}$	1	0,2907 m
$\sum H_{Lm}$				2,0561 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 1.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Suction adalah 2,0561 m

**b) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge**

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

K = resistance coefficient

$V_D$  = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

g = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

**Tabel 4.4** Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Check Valve	1	$1 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,5483 \text{ m}$	1	0,5483 m
Elbow 90°	0,53	$0,53 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,2906 \text{ m}$	5	1,4530 m
Branch Tee	1,08	$1,08 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,5922 \text{ m}$	1	0,5922 m
Gate Valve	0,14	$0,14 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0767 \text{ m}$	1	0,0767 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(3,28 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,8225 \text{ m}$	1	0,8225 m
$\sum H_{Lm}$				3,4927 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 2.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 3,4927 m

#### 4.3.1.6 Perhitungan Head Loss Total

Setelah dilakukan perhitungan *Head loss mayor* dan *Head loss minor*. Maka nilai *Head loss total* pada instalasi adalah sebagai berikut :

**Tabel 4.5** Perhitungan Head Loss Total

	H <sub>L</sub> (m)	H <sub>Lm</sub> (m)	H <sub>LT</sub> (m)
Suction	0,4867	2,0561	2,5428
Discharge	0,8132	3,4927	4,3059
Jumlah	1,2999	5,5488	<b>6,8487</b>
$\sum H_{LT}$			

Jadi nilai Head Loss Total adalah 6,8487 m

#### 4.3.1.7 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

$V_{dr}$  = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

$V_{sr}$  = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$  = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

$$H_{Dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\left(3,28 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2x\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 6,8487m \\
&= 0,5483 m + 6,8487 m \\
&= 7,397 m
\end{aligned}$$

#### 4.3.1.8 Perhitungan Head Effektif Instalasi

*Head* efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dari diperhitungkan tersebut. Adapun *Head efektif* instalasi meliputi *Head* statis dan *Head* dinamis.

$$\begin{aligned}
H_{\text{Eff}} &= H_{\text{statis}} + H_{\text{dinamis}} \\
&= 6 m + 7,397 m \\
&= 13,397 m
\end{aligned}$$

### 4.3.2 Perhitungan Head Efektif Pompa Backwash

#### 4.3.2.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Pipa Suction

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual*, *Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.



**Tabel 4.6** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	0,5	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 2 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 2 \frac{\text{L}}{\text{s}} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} = 2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_s^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_s^2}$$

$$D_s^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi \times 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_s = 0,0412 \text{ m}$$

$$= 0,0412 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$= 1,62 \text{ inchi} \cong 2 \text{ inchi}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 50 mm atau 2 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,048 \text{ m}$ .

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,048 \text{ m})^2} = 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 50 mm atau 2 inch *sdr 11* adalah 1,1 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,5 m/s sampai 1,5 m/s.

#### 4.3.2.2 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Discharge

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 30°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

**Tabel 4.7** *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Centrifugal Pump	Suction Lines	0,5	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 2 l/sec. Dengan temperatur air 30°C

Bahan : *HDPE SDR 11*

$$Q = 2 \frac{L}{s} \times \frac{10^{-3} m^3}{L} = 2 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_d^2} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_d^2}$$

$$D_d^2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (2 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s})}{\pi \times 3,7 \frac{m}{s}}}$$

$$D_d = 0,0262 m$$

$$= 0,0262 m \times \frac{\text{inch}}{0,0254 m}$$

$$= 1,031 \text{ inch} \cong 1,25 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 32 mm atau 1,25 inch jenis *HDPE SDR 11* dan  $D_{\text{inside}} = 0,034 m$ .

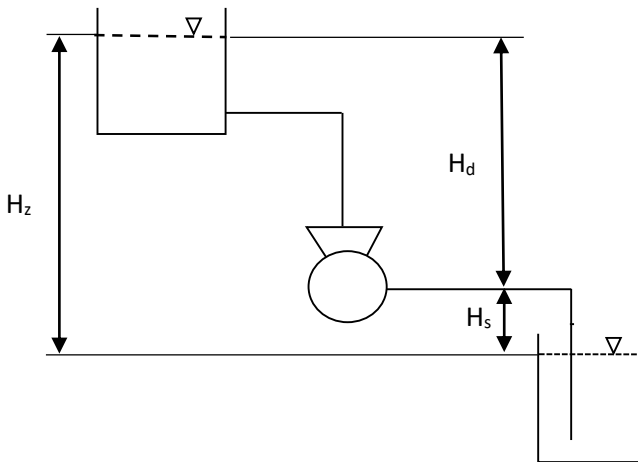
Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \times \left(2 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\pi \times (0,034 \text{ m})^2} = 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 32 mm atau 1,25 inch *HDPE sdr 11* adalah 2,2 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

#### 4.3.2.3 Perhitungan Head Statis



**Gambar 4.4** Skema *suction lift* pompa

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$  = Tekanan pada sisi *Suction Reservoir* (bar)

$P_{dr} = P_2$  = Tekanan pada sisi *Discharge reservoir* (bar)

$H_s$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

$H_d$  = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)  
diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d + H_s$   
 $= 2,3 \text{ m} + 1,86 \text{ m}$   
 $= 4,16 \text{ m}$
- $G = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$

Sehingga,

$$H_{statis} = \left( \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$H_{statis} = \left( \frac{1 \text{ atm} - 1 \text{ atm}}{\gamma} \right) + 4,16 \text{ m}$$

$$H_{statis} = 4,16 \text{ m}$$

#### 4.3.2.4 Perhitungan Head Loss Mayor

##### a) Headloss Mayor pada Pipa Suction

Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Suction}} = 16,1 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{Inside}} &= 0,048 \text{ m} \\ \bar{V}_s &= 1,1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,048 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 65922,2069$$

Dengan :

$\text{Re} > 2300 = \text{turbulen}$

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,048 \text{ m}} = 0,00003$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation

maka untuk mendapat harga **f** menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga **f**, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

0,00003	65922,2069	0,0193	7,09895	7,198158	0,099208
0,00003	65922,2069	0,0194	7,10113	7,179582	0,078452
0,00003	65922,2069	0,0195	7,103298	7,161149	0,057851
0,00003	65922,2069	0,0196	7,105455	7,142857	0,037402
0,00003	65922,2069	0,0197	7,107601	7,124705	0,017104
0,00003	65922,2069	0,0198	7,109737	7,106691	-0,00305
0,00003	65922,2069	0,0199	7,111861	7,088812	-0,02305
0,00003	65922,2069	0,02	7,113974	7,071068	-0,04291

**Gambar 4.5** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,0198$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{LSuction} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L.Suction} = 0,0198 \times \frac{16,1 \text{ m}}{0,048 \text{ m}} \times \frac{\left(1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0,4095 \text{ m}$$

#### **b) Headloss Mayor pada Pipa Discharge**

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s^2}}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 9,33 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,034 \text{ m}$$

$$\bar{V}_D = 2,2 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \times 2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,034 \text{ m}}{7,975 \times 10^{-4} \text{ N s/m}^2} = 93389,7931$$

Dengan :

$\text{Re} > 2300$  = turbulen

Material pipa dari HDPE Pipe SDR 11 dengan kekasaran permukaan  $\varepsilon = 15 \times 10^{-7} \text{ m}$  diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D_{\text{inside}}} = \frac{15 \times 10^{-7} \text{ m}}{0,034 \text{ m}} = 0,000044$$

Dengan mengetahui harga Re dan  $\frac{\varepsilon}{D}$  dari Colebrook equation

maka untuk mendapat harga **f** menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f, maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.



0,000044	93389,793	0,0181	7,348706	7,432941	0,084236
0,000044	93389,793	0,0182	7,350964	7,412493	0,061529
0,000044	93389,793	0,0183	7,353209	7,392213	0,039003
0,000044	93389,793	0,0184	7,355442	7,372098	0,016656
0,000044	93389,793	0,0185	7,357663	7,352146	-0,00552
0,000044	93389,793	0,0186	7,359871	7,332356	-0,02752
0,000044	93389,793	0,0187	7,362067	7,312724	-0,04934
0,000044	93389,793	0,0188	7,364251	7,29325	-0,071

**Gambar 4.6** Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar  $f = 0,0185$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L,Discharge} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_D^2}{2g}$$

$$H_{L,Discharge} = 0,0185 \times \frac{9,33 \text{ m}}{0,034 \text{ m}} \times \frac{\left(2,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 1,2523 \text{ m}$$

#### 4.3.2.5 Perhitungan Head Loss Minor

*HeadLoss Minor* adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi.

##### a) HeadLoss Minor pada Pipa Suction

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\overline{V}^2}{2g}$$

Dimana :

$K$  = resistance coefficient

$\bar{V}_s$  = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

**Tabel 4.8** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Suction*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Foot Valve	8	$8 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,4933 \text{ m}$	1	0,4933 m
Elbow 90°	0,57	$0,57 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0351 \text{ m}$	2	0,0703 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0925 \text{ m}$	1	0,0925 m
Gate Valve	0,15	$0,15 \times \frac{(1,1 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0092 \text{ m}$	1	0,0092 m
$\sum H_{Lm}$				0,6653 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 3.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Suction adalah 0,6653 m

#### b) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge

$$H_{Lm} = K \cdot \frac{\bar{V}_D^2}{2g}$$

Dimana :

$K$  = resistance coefficient

$\bar{V}_D$  = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

**Tabel 4.9** *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Elbow 90°	0,66	$0,66 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,1628 \text{ m}$	5	0,8140 m
Trough Tee	0,44	$0,44 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,1085 \text{ m}$	5	0,5427 m
Gate Valve	0,18	$0,18 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0444 \text{ m}$	1	0,0444 m
Flexible Joint	1,5	$1,5 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,3700 \text{ m}$	1	0,3700 m
Check Valve	1,2	$1,2 \times \frac{(2,2 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,2960 \text{ m}$	1	0,2960 m
$\sum H_{Lm}$				2,0671 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 4.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 2,0671 m

#### 4.3.2.6 Perhitungan Head Loss Total

Setelah dilakukan perhitungan *Head loss mayor* dan *Head loss minor*. Maka nilai *Head loss total* pada instalasi adalah sebagai berikut :

**Tabel 4.10** *Perhitungan Head Loss Total*

	H <sub>L</sub> (m)	H <sub>Lm</sub> (m)	H <sub>LT</sub> (m)
Suction	0,4095	0,6653	1,0748
Discharge	1,2523	2,0671	3,3194
Jumlah	1,6618	2,7324	<b>4,3942</b>
$\sum H_{LT}$			

Jadi nilai Head Loss Total adalah 4,3942 m

#### 4.3.2.7 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

$V_{dr}$  = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

$V_{sr}$  = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$  = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

$$\begin{aligned} H_{Dinamis} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT} \\ &= \frac{\left(0 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 4,3942 m \\ &= 0 m + 4,3942 m \\ &= 4,3942 m \end{aligned}$$

#### 4.3.2.8 Perhitungan Head Effektif Instalasi

*Head* efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dari diperhitungkan tersebut. Adapun *Head efektif* instalasi meliputi *Head* statis dan *Head* dinamis.

$$\begin{aligned} H_{Eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\ &= 4,16 m + 4,3942 m \\ &= 8,5542 m \end{aligned}$$

#### 4.3.3 Perhitungan Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)

Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana

$WHP$  : Daya Fluida (kW)

$\gamma$  : Berat fluida persatuan volume (N/m<sup>3</sup>)

$Q$  : Kapasitas yang direncanakan (m<sup>3</sup>/s)

$H$  : Head efektif instalasi (m)

##### 4.3.3.1 Pompa Intake

Dari data yang diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma = \rho \times g = 995,7 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s} = 9,7678 \text{ kN/m}^3$$

$$H_{Eff} = 13,397 \text{ m}$$

Sehingga :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

$$= 9,7678 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 13,397 \text{ m}$$

$$= 1,7 \text{ kW}$$

##### 4.3.3.2 Pompa Backwash

Dari data yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma = \rho \times g = 995,7 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s} = 9,7678 \text{ kN/m}^3$$

$$H_{Eff} = 8,5542 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{WHP} &= \gamma \times Q \times H \\ &= 9,7678 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 8,5542 \text{m} \\ &= 0,17 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Perhitungan Daya Poros ( $P_{\text{shaft}}$ )

Daya poros adalah daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut.

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

##### 4.3.4.1 Pompa Intake

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik ( $n_s$ ) dengan nilai kapasitas ( $Q$ ) pada gambar 4.7. Untuk mendapatkan nilai  $n_s$ , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

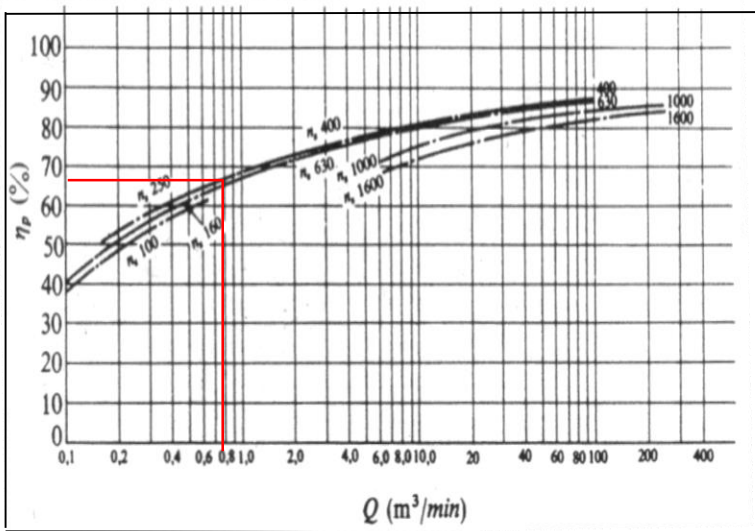
Diketahui:

- $n$  = 1450 rpm
- ( $Q$ ) =  $0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 0,78 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$
- Head Efektif ( $H_{\text{eff}}$ ) = 13,397 m, maka

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

$$n_s = 1450 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,78 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}}{(13,397 \text{ m})^{3/4}}$$

$$n_s = 182,877 \text{ rpm}$$



**Gambar 4.7** Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi maka efisiensi standar pompa ( $\eta_p$ ) diambil 67%. Sehingga perhitungan  $P_{\text{shaft}}$  :

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

$$P_{\text{shaft}} = \frac{1,7 \text{ kW}}{0,67}$$

$$P_{\text{shaft}} = 2,5 \text{ kW}$$

#### 4.3.4.2 Pompa Backwash

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik ( $n_s$ ) dengan nilai kapasitas ( $Q$ ) pada gambar 4.8. Untuk mendapatkan nilai  $n_s$ , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

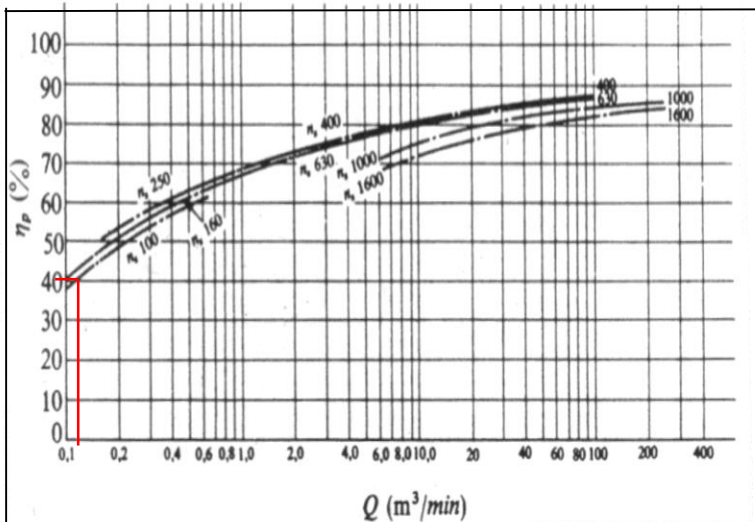
Diketahui:

- $n$  = 1400 rpm
- $(Q)$  =  $0,002 \frac{m^3}{s} \times 60 \frac{s}{min}$   
=  $0,12 \frac{m^3}{min}$
- Head Efektif ( $H_{eff}$ ) = 8,5542 m, maka

$$n_s = 1400 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

$$n_s = 1400 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,12 \frac{m^3}{min}}}{(8,5542 m)^{3/4}}$$

$$n_s = 96,95 \text{ rpm}$$



**Gambar 4.8** Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi



Dari gambar diatas efisiensi standar pompa untuk kondisi  $n_s = 96,95$  rpm dan  $Q = 0,12$  m<sup>3</sup>/min. Maka efisiensi standar pompa ( $\eta_p$ ) diambil 40% Sehingga perhitungan  $P_{\text{shaft}}$  :

$$P_{\text{shaft}} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

$$P_{\text{shaft}} = \frac{0,17 \text{ kW}}{0,40}$$

$$P_{\text{shaft}} = 0,425 \text{ kW}$$

#### 4.3.5 Daya Nominal Penggerak Mula

Untuk mencari nilai daya nominal penggerak menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

$P_m$  : daya nominal penggerak (kW)

$\alpha$  : faktor cadangan (kW)

$\eta_t$  : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum ( $P_{\text{shaft}}$ ) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi. (*Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor*)

**Tabel 4.11** Faktor Cadangan

Jenis Penggerak	$\alpha$
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

**Tabel 4.12 Efisiensi Transmisi**

<b>Jenis Transmisi</b>		<b><math>\eta_t</math></b>
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

**4.3.5.1 Pompa Intake**

dari data yang diketahui :

$$P_{\text{shaft}} = 2,5 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,92$$

sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{2,5 \text{ kW} \times (1 + 0,2)}{0,92} = 3,7 \text{ kW}$$

**4.3.5.2 Pompa Backwash**

dari data yang diketahui :

$$P_{\text{shaft}} = 0,425 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,92$$

sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{0,425kW \times (1 + 0,2)}{0,92} = 0,55 \text{ kW}$$

#### 4.4 Pemilihan Pompa

##### 4.4.1 Putaran Spesifik ( $n_s$ )

Putaran spesifik ( $n_s$ ) untuk satu stage dari multistage pump dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluida}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ref. Khetagurof})$$

##### 4.4.1.1 Pompa Intake

Dimana :

$$n = 1450 \text{ rpm (Data Sheet)}$$

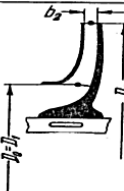




$$Q = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 13,397 \text{ m}$$

$$\rho_{fluida} = 995,7 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga kecepatan spesifik ( $n_s$ )

$$\begin{aligned} n_s &= 1450 \text{ rpm} \times \sqrt{\frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{(0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1/2}}{(13,397 \text{ m})^{3/4}} \\ &= 86,02 \text{ RPM} \end{aligned}$$

<i>Centrifugal pumps</i>			<i>Mixed-flow impeller</i>	<i>Axial-flow impeller</i>
<i>Low-speed impeller</i>	<i>Moderate-speed impeller</i>	<i>High-speed impeller</i>		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

**Gambar 4.9** Putaran Spesifik Impeller

Dengan kecepatan spesifik ( $n_s$ ) = 86,02 RPM. Maka dipilih jenis impeller (Moderate Speed Impeller)

#### 4.4.1.2 Pompa Backwash

Dimana :

$$n = 1400 \text{ rpm (Data Sheet)}$$

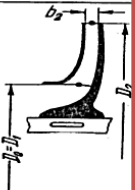



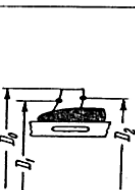
$$Q = 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 8,5542 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{fluida}} = 995,7 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga kecepatan spesifik ( $n_s$ )

$$\begin{aligned}
 n_s &= 1400 \text{ rpm} \times \sqrt{\frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{(0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})^{1/2}}{(8,5542 \text{ m})^{3/4}} \\
 &= 45,60 \text{ RPM}
 \end{aligned}$$

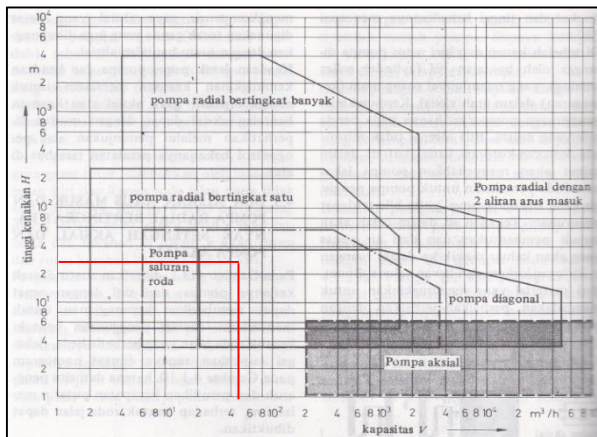
Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

**Gambar 4.10** Putaran Spesifik Impeller

Dengan kecepatan spesifik ( $n_s$ ) = 45,60 RPM. Maka dipilih jenis impeller (Low Speed Impeller)

## 4.4.2 Pemilihan Jenis Pompa

### 4.4.2.1 Pompa Intake

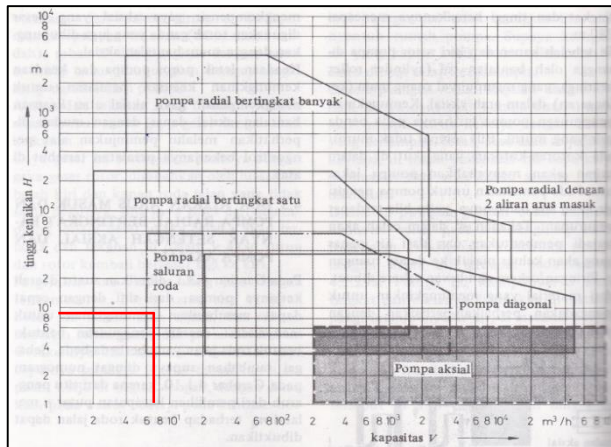


**Gambar 4.11** Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, (Sumber : “Turbin, Pompa dan Kompresor” Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282). Untuk kondisi kapasitas ( $Q$ ) =

46,8 m<sup>3</sup>/h dan Head Effektif ( $H_{eff}$ ) = 13,397 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (centrifugal pump single stage).

#### 4.4.2.2 Pompa Backwash



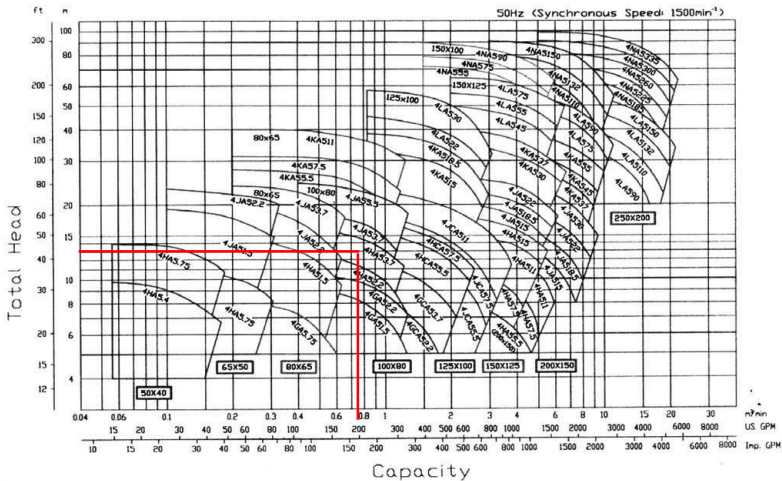
**Gambar 4.12** Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, (Sumber : “Turbin, Pompa dan Kompresor” Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282). Untuk kondisi kapasitas ( $Q$ ) = 7,2 m<sup>3</sup>/h dan Head Effektif ( $H_{eff}$ ) = 8,5542 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (centrifugal pump single stage).

### 4.4.3 Pemilihan Pompa pada Brosur

#### 4.4.3.1 Pompa Intake

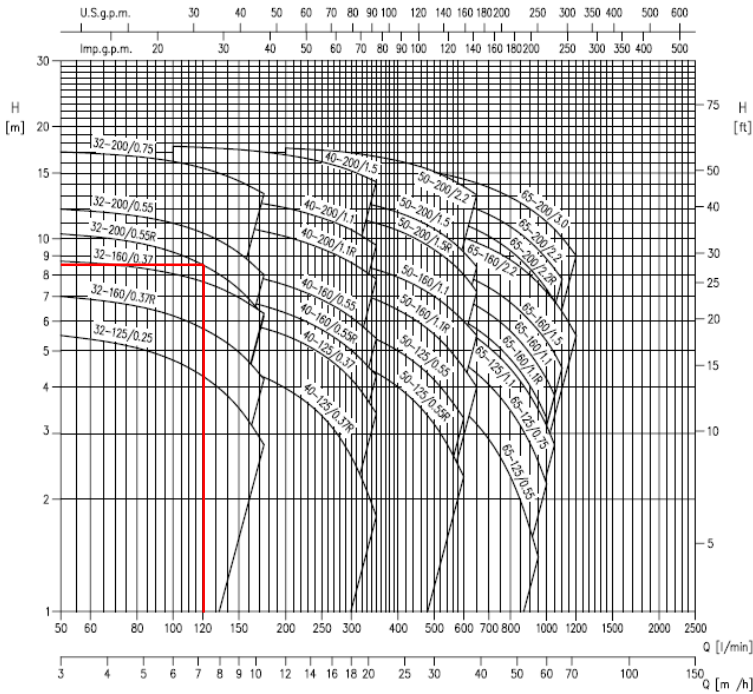
Dalam pemilihan pompa, kita berpedoman pada brosur pompa. Gambar 4.13 merupakan brosur pompa FSA dan selanjutnya untuk menentukan model pompa, berdasarkan *head* (m) dan kapasitas ( $m^3/min$ ).



**Gambar 4.13** Performance Chart 4- Pole Ebara End Suction Volute Pump

Dengan  $Q = 0,78 \frac{m^3}{min}$  dan  $H = 13,397 m$ , maka dalam brosur diperoleh pompa model 100 x 80 FS 4 HA 5 3,7.

#### 4.4.3.2 Pompa Backwash



**Gambar 4.14** Performance Chart 4- Pole Ebara Close Coupled Pump

Dengan  $Q = 120 \frac{l}{min}$  dan  $H = 8.5542 m$ , maka dalam brosur diperoleh pompa model 32 – 200 / 0,55R.

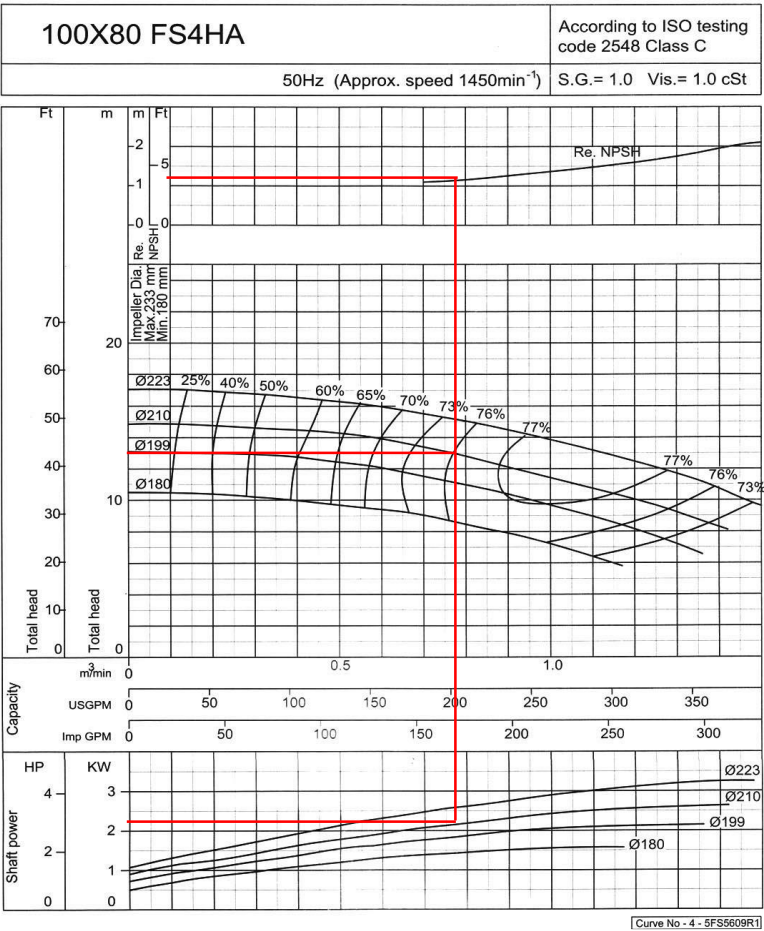
#### 4.4.4 Net Positive Suction Head Available (NPSH<sub>A</sub>)

NPSH<sub>A</sub> merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat di tulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \sum H_{ls}$$



4.5.2.1 Pompa Intake



Gambar 4.15 Performance Curve Ebara End Suction Volute Pump

Perhitungan  $NPSH_A$  dianggap benar apabila memenuhi syarat  $NPSH_A > NPSH_R$  . agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- $P_a = 101325 \text{ Pa}$
- $P_v = 4242,825 \text{ Pa}$
- $h_s = 1,73 \text{ m}$  (dari instalasi pipa)
- $\sum H_{LT,Suction} = 2,5428 \text{ m}$
- $\gamma = \rho \times g = 995,7 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s}$   
 $= 9767,81 \frac{N}{m^3}$

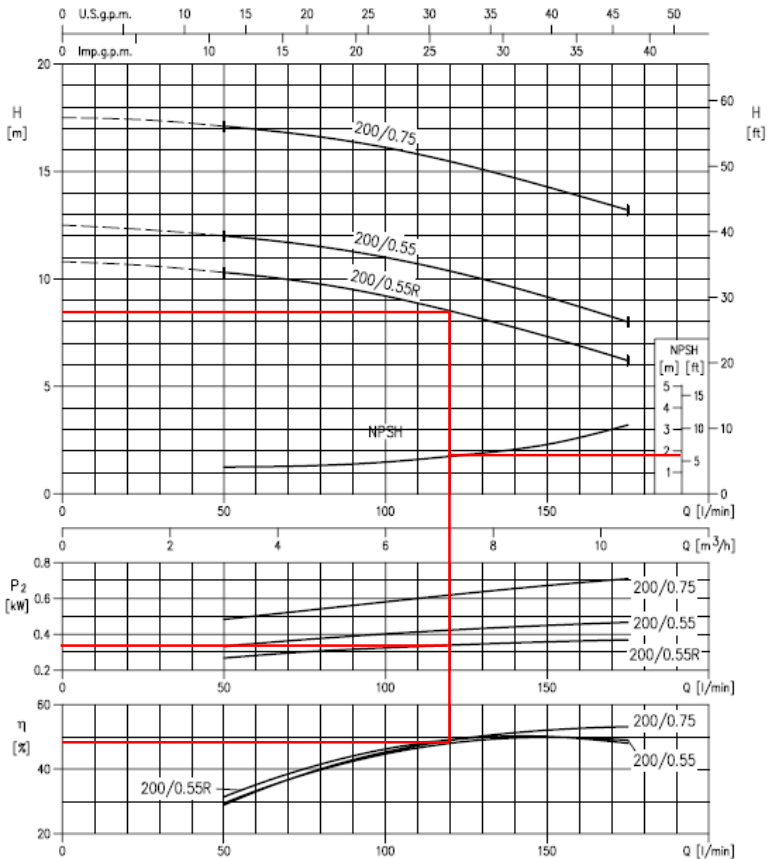
Apabila letak Pompa berada pada atas permukaan zat cair yang diisap, maka  $h_s$  ( + ). Sehingga persamaan menjadi :

$$\begin{aligned}
 NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \sum H_{Ls} \\
 &= \left( \frac{101325 \text{ Pa} - 4242,825 \text{ Pa}}{9767,81 \frac{N}{m^3}} \right) - 1,73 \text{ m} - 2,5428 \text{ m} \\
 &= 9,9389 \text{ m} - 1,73 \text{ m} - 2,5428 \text{ m} \\
 &= 5,6661 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 1,1 \text{ m (Data Sheet)}$$

Jadi perhitungan  $NPSH_A$  sudah benar karena memenuhi syarat dimana  $NPSH_A > NPSH_R$

### 4.5.2.2 Pompa Backwash



**Gambar 4.16** Performance Curve Ebara Close Coupled Pump

Perhitungan  $NPSH_A$  dianggap benar apabila memenuhi syarat  $NPSH_A > NPSH_R$  . agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- $P_a$  = 101325 Pa
- $P_v$  = 4242,825 Pa
- $h_s$  = 1,86 m (dari instalasi pipa)

- $\Sigma H_{LT,Suction} = 1,0748 \text{ m}$
- $\gamma = \rho \times g = 995,7 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s}$   
 $= 9767,81 \frac{N}{m^3}$

Apabila letak Pompa berada pada atas permukaan zat cair yang diisap, maka  $h_s$  ( + ). Sehingga persamaan menjadi :

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (\pm h_s) - \Sigma H_{ls} \\ &= \left( \frac{101325 \text{ Pa} - 4242,825 \text{ Pa}}{9767,81 \frac{N}{m^3}} \right) - 1,86 \text{ m} - 1,0748 \text{ m} \\ &= 9,9389 \text{ m} - 1,86 \text{ m} - 1,0748 \text{ m} \\ &= 7,0041 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 1,8 \text{ m (Data Sheet)}$$

Jadi perhitungan  $NPSH_A$  sudah benar karena memenuhi syarat dimana  $NPSH_A > NPSH_R$

#### 4.5 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software *Pipe Flow Expert*

*Checking* ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi pompa *Intake* dan *Backwash*, kemudian program dijalankan (*run*).

##### 4.5.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi dengan Software *Pipe Flow Expert*

*Software pipe flow expert* digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

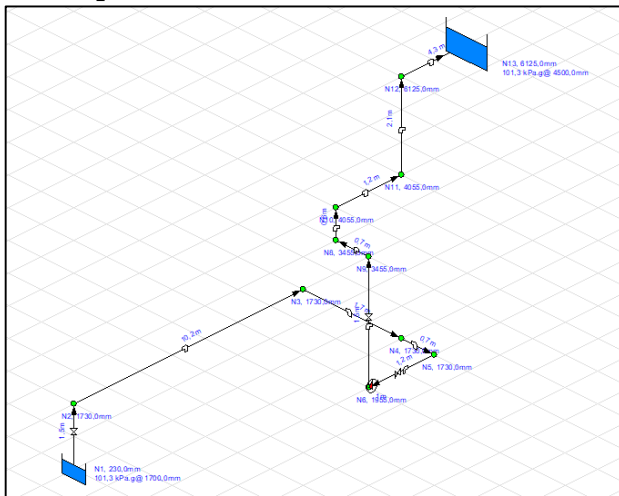
- a. Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi perencanaan sistem instalasi perpipaan dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- b. Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* ( $\rho$ ), *viscositas absolut* ( $\mu$ ) dan *vapor pressure* ( $P_v$ ).

- c. Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.
- d. Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metris* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.
- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *expansion joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya

#### 4.5.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

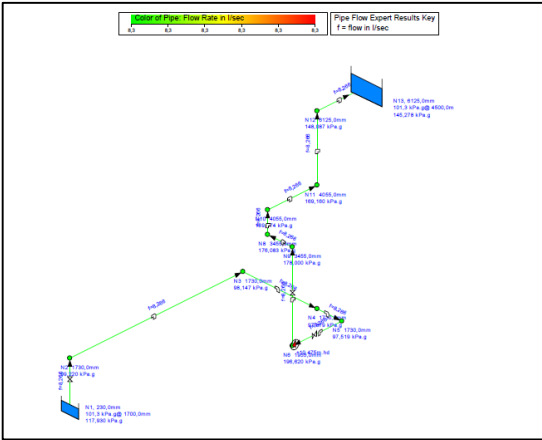
Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara pemodelan *numerik* pun dapat dilakukan.

##### 4.5.2.1 Pompa Intake

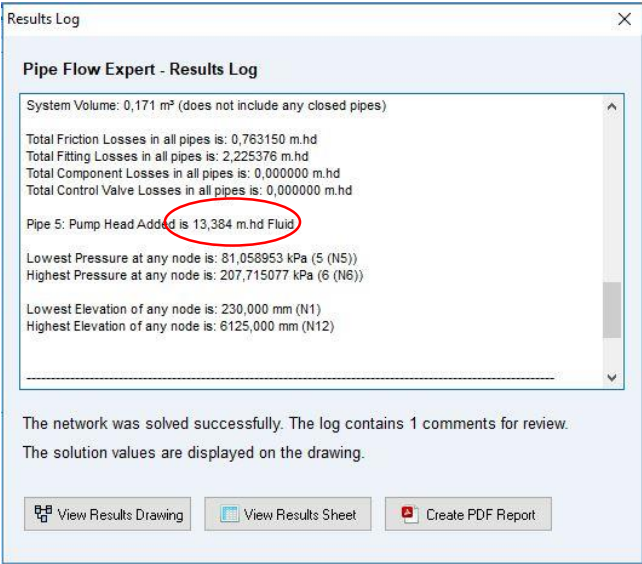


**Gambar 4.17** Instalasi pompa *Intake* dengan menggunakan *software pipe flow expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-*klik calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.18 dan 4.19



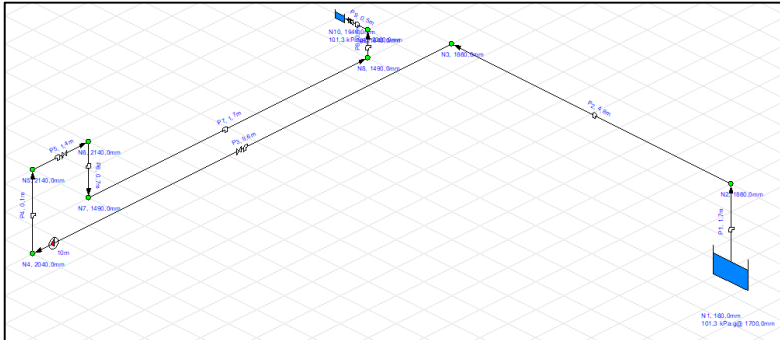
**Gambar 4.18** Instalasi pompa *Intake* setelah di *calculate*



**Gambar 4.19** Hasil setelah di-*calculate*

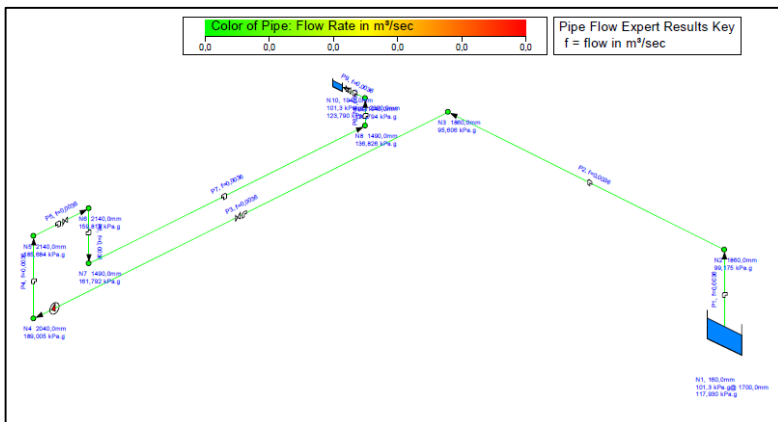
Dengan melihat gambar 4.19, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 13,384 m *hd Fluid*.

#### 4.5.2.1 Pompa Backwash

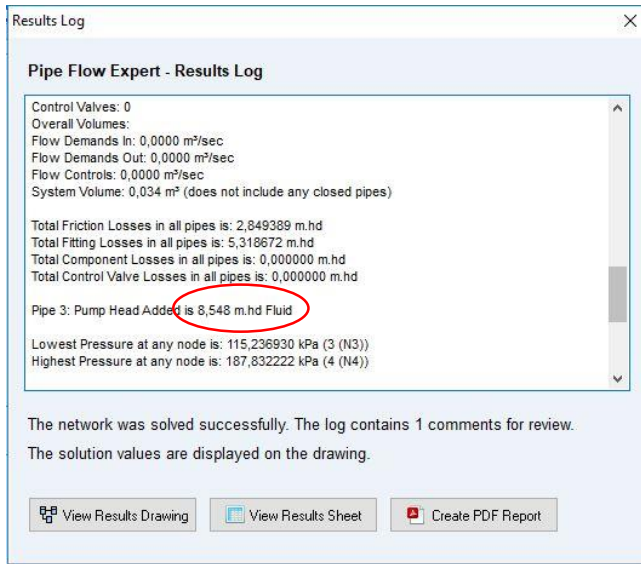


**Gambar 4.20** Instalasi pompa *Backwash* dengan menggunakan *software pipe flow expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.21 dan 4.22



**Gambar 4.21** Instalasi pompa *Backwash* setelah di *calculate*



**Gambar 4.22** Hasil setelah di-*calculate*

Dengan melihat gambar 4.22, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 8,548 *m hd Fluid*.

#### 4.5.3 Perbandingan Head Efektif Teoritis ( $H_{\text{eff}}$ ) dengan Head Efektif Numerik ( $H_{\text{eff PFE}}$ )

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

##### 4.5.3.1 Pompa Intake

Dengan adanya perhitungan tingkat kesalahan hitungan analitis terhadap hitungan numerik maka :

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$



$$= \frac{13,397 - 13,384}{13,397} \times 100\%$$

$$= 0,097\%$$

#### **4.5.3.2 Pompa Backwash**

Dengan adanya perhitungan tingkat kesalahan hitungan analitis terhadap hitungan numerik maka :

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff } PFE}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

$$= \frac{8,5542 - 8,548}{8,5542} \times 100\%$$

$$= 0,072\%$$

*( Halaman ini sengaja dikosongkan )*

## **BAB V**

### **PENUTUP**

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan pemilihan ulang instalasi pompa dalam pembahasan mengenai instalasi pompa *Intake* dan *Backwash* pada Produksi air bersih di asrama Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

#### **5.1 Kesimpulan**

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan *Intake pump* dapat disimpulkan sebagai berikut :
  - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa sentrifugal *single stage Intake pump* yaitu 13 L/Sec untuk memenuhi proses di *discharge reservoir tank*.
  - b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* dan pipa *discharge* sebesar 4 inch dan 3 inch dengan jenis pipa *HDPE SDR 11*.
  - c. *Head* efektif pompa ( $H_{eff}$ ) dari perhitungan *manual* didapat 13,397 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 13,384 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,097%.
  - d. Hasil Perhitungan  $NPSH_A$  sebesar = 5,6661 m.
  - e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 3,7 KW.
  - f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage* , merk *Ebara* dengan *type 100 x 80 FS 4 HA 5*
2. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan *Backwash pump* dapat disimpulkan sebagai berikut :
  - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa sentrifugal *single stage Backwash pump* yaitu 2 L/Sec untuk memenuhi proses di *discharge reservoir tank*.

- b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* dan pipa *discharge* sebesar 2 inch dan 1,25 inch dengan jenis pipa *HDPE SDR 11*.
- c. *Head* efektif pompa ( $H_{\text{eff}}$ ) dari perhitungan *manual* didapat 8,5542 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 8,548 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,072%.
- d. Hasil Perhitungan  $\text{NPSH}_A$  sebesar = 7,0041 m.
- e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 0,55 KW.
- f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *single stage* , merk *Ebara* dengan *type 32 – 200 / 0,55R*

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk instalasi *Intake pump* dan *Backwash pump* yaitu :

- a. Perlu adanya *Standart Operational Procedure (SOP)*.
- b. Perlu ada *Maintenance Manual* juga untuk menjaga performa pompa.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa*.
- [2] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8<sup>th</sup> edition*. New York : John Wiley and Sons, Inc.
- [3] Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc
- [4] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [5] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7<sup>th</sup> ed*. 1994. McGraw-Hills.
- [6] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8<sup>th</sup> ed*. John Wiley and Sons, 2014
- [7] Silowash, Brian . *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills
- [8] Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [9] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.

## LAMPIRAN 1 : Nilai Fitting dari *pipe flow expert*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P5, HDPE, 100 mm, JD=100,000 mm (Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0,1400	1
	FleJo	100 mm	4"	Flexible Joint	1,5000	1

Total K = 1,64

☒ Save

☐ Clear

☐ Cancel

---

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	100 mm	4"	Standard Bend	0,5100
	LB	100 mm	4"	Long Bend	0,2700
	PB	100 mm	4"	Pipe Bend	0,2000
	E45	100 mm	4"	Elbow 45 deg.	0,2700
	RB	100 mm	4"	Return Bend	0,8500
	MB45	100 mm	4"	Mitre Bend 45 deg.	0,2600
	MB90	100 mm	4"	Mitre Bend 90 deg.	1,0200
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0,1400
	Globe	100 mm	4"	Globe Valve	5,8000
	Angle	100 mm	4"	Globe Valve Angled	2,5500
	Plug	100 mm	4"	Plug Valve Straightway	0,3100
	Bfly	100 mm	4"	Butterfly Valve	0,7700
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1,0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10,2000
	AngleCh	100 mm	4"	Lift Check Valve Angled	0,9400
	SwCh	100 mm	4"	Swing Check Valve	2,0000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

☒ entrance rounded

☒ gradual enlargement

☒ gradual contraction

☒ sudden enlargement

☒ sudden contraction

☒ long pipe bend

☒ Create new fitting

☒ Remove entry

---

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1,0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10,2000
	AngleCh	100 mm	4"	Lift Check Valve Angled	0,9400
	SwCh	100 mm	4"	Swing Check Valve	2,0000
	TiltCh	100 mm	4"	Tilting Disk Check	2,0000
	ChWaf	100 mm	4"	Water Check Valve	3,2200
	Foot	100 mm	4"	Foot Valve with Strainer	7,1000
	Hinged	100 mm	4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,3000
	St	100 mm	4"	Strainer	1,0000
	TT	100 mm	4"	Through Tee	0,3400
	BT	100 mm	4"	Branch Tee	1,0200
	ExitCon	100 mm	4"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	100 mm	4"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	100 mm	4"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	100 mm	4"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FleJo	100 mm	4"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

☒ entrance rounded

☒ gradual enlargement

☒ gradual contraction

☒ sudden enlargement

☒ sudden contraction

☒ long pipe bend

☒ Create new fitting

☒ Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 2: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P8, HDPE, 80 mm ID=80,000 mm

(Pipe Id: 8)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	80 mm	3"	Flexible Joint	1,5000	1
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000	1
	Gate	80 mm	3"	Gate Valve	0,1400	1

Total K = 2,64

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 80 mm 3" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	80 mm	3"	Standard Bend	0,5300
	LB	80 mm	3"	Long Bend	0,2800
	PB	80 mm	3"	Pipe Bend	0,2100
	E 45	80 mm	3"	Elbow 45 deg.	0,2800
	RB	80 mm	3"	Return Bend	0,8900
	MB45	80 mm	3"	Mitre Bend 45 deg.	0,2700
	MB90	80 mm	3"	Mitre Bend 90 deg.	1,0600
	Gate	80 mm	3"	Gate Valve	0,1400
	Globe	80 mm	3"	Globe Valve	6,0000
	Angle	80 mm	3"	Globe Valve Angled	2,6500
	Plug	80 mm	3"	Plug Valve Straightway	0,3200
	Bfly	80 mm	3"	Butterfly Valve	0,8100
	BallFB	80 mm	3"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	80 mm	3"	Ball Valve Reduced Bore	1,2000
	LiftCh	80 mm	3"	Lift Check Valve	10,8000
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000
	SwCh	80 mm	3"	Swing Check Valve	2,2000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 80 mm 3" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	80 mm	3"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	80 mm	3"	Ball Valve Reduced Bore	1,2000
	LiftCh	80 mm	3"	Lift Check Valve	10,8000
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1,0000
	SwCh	80 mm	3"	Swing Check Valve	2,2000
	TiltCh	80 mm	3"	Tilting Disk Check	2,2000
	CHWaf	80 mm	3"	Wafer Check Valve	5,5000
	Foot	80 mm	3"	Foot Valve with Strainer	7,6000
	Hinged	80 mm	3"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,4000
	St	80 mm	3"	Strainer	1,0000
	TT	80 mm	3"	Through Tee	0,3600
	BT	80 mm	3"	Branch Tee	1,0800
	ExitCon	80 mm	3"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	80 mm	3"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	80 mm	3"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	80 mm	3"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FlexJo	80 mm	3"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 3: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P3, HDPE, 50 mm, JD=48,692 mm

(Pipe Id: 3)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	50 mm	2"	Flexible Joint	1,5000	1
	Gate	50 mm	2"	Gate Valve	0,1500	1

Total K = 1,65

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 50 mm 2" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	50 mm	2"	Standard Bend	0,5700
	LB	50 mm	2"	Long Bend	0,3000
	PB	50 mm	2"	Pipe Bend	0,2300
	E45	50 mm	2"	Elbow 45 deg.	0,3000
	RB	50 mm	2"	Return Bend	0,9500
	MB45	50 mm	2"	Mitre Bend 45 deg.	0,2900
	MB90	50 mm	2"	Mitre Bend 90 deg.	1,1400
	Gate	50 mm	2"	Gate Valve	0,1500
	Globe	50 mm	2"	Globe Valve	6,5000
	Angle	50 mm	2"	Globe Valve Angled	2,8500
	Plug	50 mm	2"	Plug Valve Straightway	0,3400
	Bfly	50 mm	2"	Butterfly Valve	0,8600
	BallFB	50 mm	2"	Ball Valve Full Bore	0,0600
	BallRB	50 mm	2"	Ball Valve Reduced Bore	1,8000
	LiftCh	50 mm	2"	Lift Check Valve	11,4000
	AngleCh	50 mm	2"	Lift Check Valve Angled	1,1000
	SwCh	50 mm	2"	Swing Check Valve	2,4000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 50 mm 2" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallRB	50 mm	2"	Ball Valve Reduced Bore	1,8000
	LiftCh	50 mm	2"	Lift Check Valve	11,4000
	AngleCh	50 mm	2"	Lift Check Valve Angled	1,1000
	SwCh	50 mm	2"	Swing Check Valve	2,4000
	TiltCh	50 mm	2"	Tilting Disk Check	2,3000
	ChWaf	50 mm	2"	Wafer Check Valve	8,4000
	Foot	50 mm	2"	Foot Valve with Strainer	8,0000
	Hinged	50 mm	2"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,4000
	St	50 mm	2"	Strainer	1,0000
	TT	50 mm	2"	Through Tee	0,3800
	BT	50 mm	2"	Branch Tee	1,1400
	ExitCon	50 mm	2"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	50 mm	2"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	50 mm	2"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	50 mm	2"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	Red	50 mm	2"	Reducer 2" to 1-1/2"	0,0400
	FlexJo	50 mm	2"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]



LAMPIRAN 3: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P5, HDPE, 32 mm JD=34,036 mm

(Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	FlexJo	32 mm	1-1/4"	Flexible Joint	1,5000	1
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000	1

Total K = 2,70

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 32 mm 1-1/4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	32 mm	1-1/4"	Standard Bend	0,6600
	LB	32 mm	1-1/4"	Long Bend	0,3500
	PB	32 mm	1-1/4"	Pipe Bend	0,2600
	E 45	32 mm	1-1/4"	Elbow 45 deg.	0,3500
	RB	32 mm	1-1/4"	Return Bend	1,1000
	MB45	32 mm	1-1/4"	Mitre Bend 45 deg.	0,3300
	MB90	32 mm	1-1/4"	Mitre Bend 90 deg.	1,3200
	Gate	32 mm	1-1/4"	Gate Valve	0,1800
	Globe	32 mm	1-1/4"	Globe Valve	7,5000
	Angle	32 mm	1-1/4"	Globe Valve Angled	3,3000
	Plug	32 mm	1-1/4"	Plug Valve Straightway	0,4000
	Bfly	32 mm	1-1/4"	Butterfly Valve	1,0000
	BallFB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Full Bore	0,0700
	BallRB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Reduced Bore	2,2000
	LiftCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve	13,2000
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000
	SwCh	32 mm	1-1/4"	Swing Check Valve	2,9000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

Fittings: Pipe Size 32 mm 1-1/4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Bfly	32 mm	1-1/4"	Butterfly Valve	1,0000
	BallFB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Full Bore	0,0700
	BallRB	32 mm	1-1/4"	Ball Valve Reduced Bore	2,2000
	LiftCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve	13,2000
	AngleCh	32 mm	1-1/4"	Lift Check Valve Angled	1,2000
	SwCh	32 mm	1-1/4"	Swing Check Valve	2,9000
	ChWaf	32 mm	1-1/4"	Wafer Check Valve	10,5000
	Foot	32 mm	1-1/4"	Foot Valve with Strainer	9,3000
	Hinged	32 mm	1-1/4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,7000
	St	32 mm	1-1/4"	Strainer	0,6000
	TT	32 mm	1-1/4"	Through Tee	0,4400
	BT	32 mm	1-1/4"	Branch Tee	1,3200
	ExitCon	32 mm	1-1/4"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	32 mm	1-1/4"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	32 mm	1-1/4"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	32 mm	1-1/4"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	FlexJo	32 mm	1-1/4"	Flexible Joint	1,5000

Double click on a fitting item to add it to the pipe fittings.

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

## LAMPIRAN 4 : *Recommended Velocities in Pipeline*

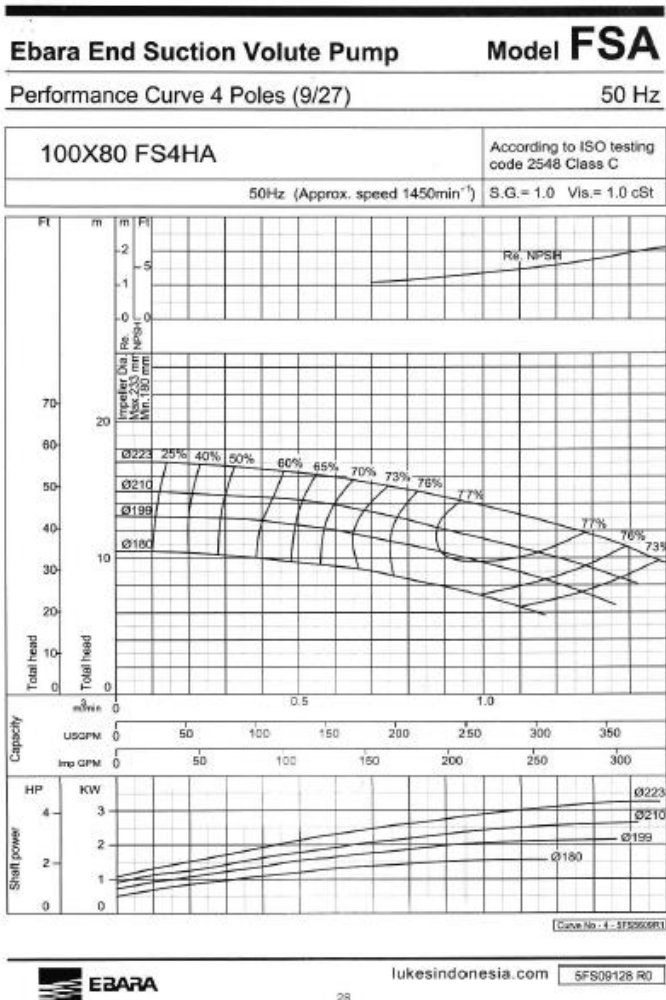
Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	33	100	10.1	30.5
Ammonia	Liquid	2	6	0.6	1.8
Benzene		6		1.8	
Bromine	Gaseous	33		10.1	
Bromine	Liquid	4		1.2	
Calcium Chloride		4		1.2	
Carbon Tetrachloride		6		1.8	
Chlorine	Dry Gas	33	83	10.1	25.3
Chlorine	Dry Liquid	5		1.5	
Chloroform	Gaseous	33		10.1	
Chloroform	Liquid	6		1.8	
Ethylene	Gaseous	100		30.5	
Ethylene Dibromide		4		1.2	
Ethylene Dichloride		6		1.8	
Ethylene Glycol		6		1.8	
Hydrochloric Acid	Gaseous	67		20.4	
Hydrochloric Acid	Liquid	5		1.5	
Hydrogen		67		20.4	
Methyl Chloride	Gaseous	67		20.4	
Methyl Chloride	Liquid	6		1.8	
Natural Gas	75 psig and Below Main Lines	35	115	10.7	35.1
Natural Gas	Cross-Country	80	250	24.4	76.2
Natural Gas	Low Pressure Main Lines	3	6	0.9	1.8
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Oxygen	Up to 200 psig	30	100	9.1	30.5
Paper Stock	2% to 2.5% A.D Consistency	3	10	0.9	3.0
Paper Stock	3% to 6% A.D. Consistency	1	8	0.3	2.4
Perchloroethylene		6		1.8	
Propylene Glycol		5		1.5	
Sand	5 to 25% by Volume	12		3.7	

## LAMPIRAN 5 : Lanjutan

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Sand	Coarse & Granulated Slag	12	13	3.7	4.0
Sand	Fine Graded	8	10	2.4	3.0
Sand	Gravel up to 1/2"	14		4.3	
Sand	Ordinary	11		3.4	
Sewage	Slurry	2.5	3	0.8	0.9
Sodium Chloride	No Solids	5	8	1.5	2.4
Sodium Chloride	With Solids	6	15	1.8	4.6
Sodium Hydroxide	0% - 30%	6		1.8	
Sodium Hydroxide	30% - 50%	5		1.5	
Sodium Hydroxide	50% - 73%	4		1.2	
Steam	Boiler to Turbine Cold Reheat	100	135	30.5	41.1
Steam	Boiler to Turbine Hot Reheat	135	170	41.1	51.8
Steam	HP Bypass of Turbine	200	270	61.0	82.3
Steam	HP District Heating	833	1250	253.9	381.0
Steam	Long Run	135	200	41.1	61.0
Steam	LP Bypass of Turbine	270	335	82.3	102.1
Steam	Saturated up to 15 psig for Heating	17	70	5.2	21.3
Steam	Saturated, 50 psig and Higher	100	167	30.5	50.9
Steam	Superheated 200 psig and Higher	167	300	50.9	91.4
Steam	Superheated Main	100	200	30.5	61.0
Styrene		6		1.8	
Sulfur Dioxide		67		20.4	
Sulfuric Acid		4		1.2	
Tar	Discharge Lines	2	2.5	0.6	0.8
Tar	Gravity Flow	1	1.5	0.3	0.5
Tar	Suction Lines	1	2	0.3	0.6
Trichlorethylene		6		1.8	
Vinyl Chloride		6		1.8	
Vinylidene Chloride		6		1.8	
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7

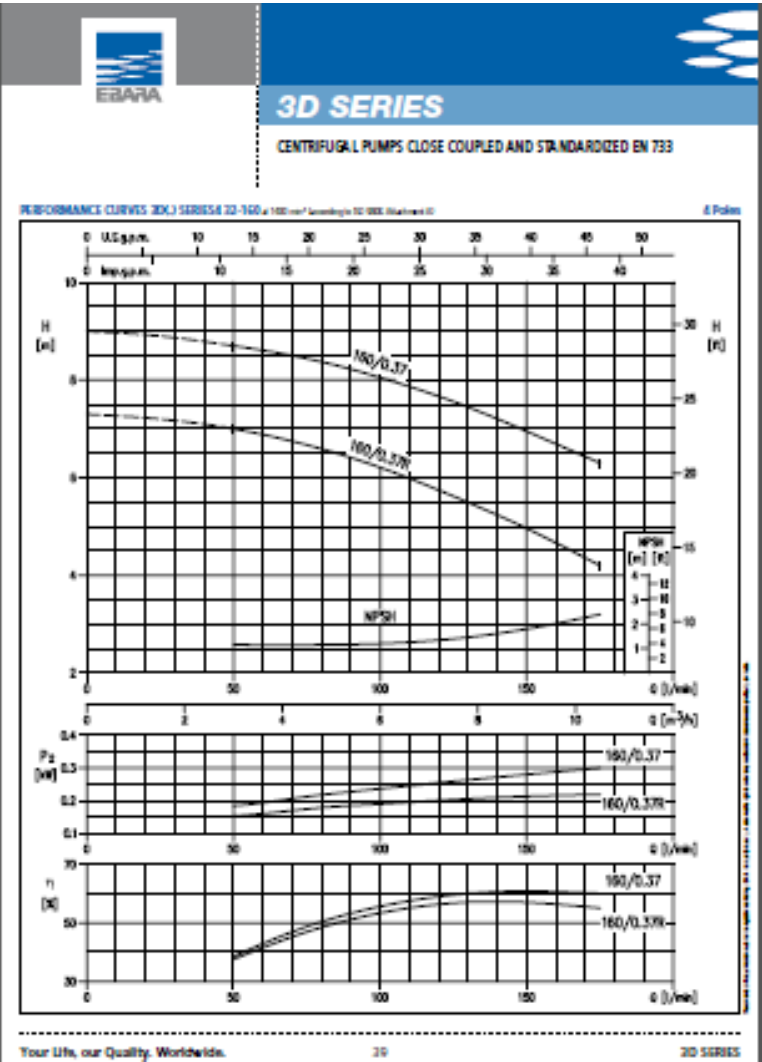
[Sumber: Brian Silowash. *Piping System Manual*, 2010.  
McGraw-Hills]

## LAMPIRAN 6 : Kurva Performansi Pompa *Intake*



[Sumber: <http://www.lukesindonesia.com/kurva-ebara-fsa/>]

LAMPIRAN 7 : Kurva Performansi Pompa *Backwash*



[Sumber: <http://www.lukesindonesia.com/wp-content/uploads/Katalog%20PDF/Katalog%20Ebara/Ebara%20Monoblock%20Centrifugal%20Pump%20-%20MD.pdf>]

## BIODATA PENULIS



Penulis yang memiliki nama lengkap **Kevin Dristian Dani** dilahirkan di Kota Surabaya, 22 Maret 1997, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK HangTuah 22 Sidoarjo, SD HangTuah 9 Sidoarjo, SMP Negeri 2 Sidoarjo, dan SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 10211500000114. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Kabiro Jurnalistik KOMINFO HMDM FV-ITS Periode 2016-2017. PT. UPJP Indonesia Power Pasuruan, Jawa Timur merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 3 Juli s/d 3 Agustus 2017 di bidang perawatan mesin *Hydroulic*.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan Motor Bakar HMDM FTI-ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015) , Pelatihan LKMM Tingkat Dasar (TD) FTI-ITS (2016), Pelatihan Pemandu LKMM FTI-ITS (2016).

*Email : kevindristian@gmail.com*